

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ  
АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»  
(Самарский университет)

## РАСЧЕТНОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по основным образовательным программам высшего образования по специальности 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей и направлениям подготовки 24.03.05, 24.04.05 Двигатели летательных аппаратов, 13.03.03 Энергетическое машиностроение

САМАРА  
Издательство Самарского университета  
2017

УДК 621.6 (075)

ББК 39.55

Р 248

Рецензенты: д-р техн. наук, главный конструктор  
ПАО «Кузнецов» В. П. Д а н и л ь ч е н к о,  
д-р техн. наук, проф. С. В. Ф а л л а л е е в

Р 248 **Расчетное и экспериментальное изучение рабочего процесса центробежного компрессора:** учеб. пособие / *О.В. Батурин, В.М. Зубанов, Г.М. Попов, Ю.Д. Новикова.* – Самара: Изд-во Самарского университета, 2017. – 160 с.

**ISBN 978-5-7883-1166-1**

В пособии кратко описан рабочий процесс ступени центробежного компрессора и подходы к его экспериментальному исследованию, а также стендовое оборудование, применяемое для определения основных параметров потока в проточной части компрессора. В противопоставление эксперименту приводится пошаговая технология расчетного определения параметров компрессора в программном комплексе ANSYS CFX. Сопоставление данных расчетного и экспериментального исследований позволяет глубже понять процессы, происходящие в оборудовании.

Предназначено для студентов, обучающихся по специальности 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей и направлениям подготовки 24.03.05, 24.04.05 Двигатели летательных аппаратов, 13.03.03 Энергетическое машиностроение, а также полезны для самостоятельной работы студентов-дипломников, аспирантов, магистрантов и научных работников, чьи исследования связаны с турбомашиностроением.

УДК 621.6 (075)

ББК 39.55

ISBN 978-5-7883-1166-1

© Самарский университет, 2017

# ОГЛАВЛЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ .....	5
ВВЕДЕНИЕ .....	8
1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА .....	10
1.1. Общие сведения.....	10
1.2. Принцип действия компрессора.....	12
1.3. Закрутка потока на входе в компрессор .....	26
1.4. Характеристика ступени компрессора .....	30
1.4.1. Напорная характеристика компрессора.....	31
1.4.2. Характеристика компрессора .....	36
1.4.3. Универсальные характеристики компрессора .....	40
2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА .....	43
2.1. Экспериментальное оборудование, применяемое при изучении рабочего процесса в компрессоре .....	43
2.2. Параметры, измеряемые в ходе эксперимента .....	47
2.3. Порядок экспериментального исследования рабочего процесса микрокомпрессора и определения его характеристик .....	55
2.4. Методика обработки результатов измерения.....	58
3. ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА .....	61
3.1. Стратегия численного моделирования .....	61
3.2. Подготовительные операции.....	63
3.3. Создание геометрической модели рабочей лопатки в программе BladeGen .....	65
3.4. Построение расчетной модели рабочего колеса и разбиение ее сеткой конечных элементов.....	80
3.5. Построение геометрической модели выходной системы компрессора.....	91
3.6. Наложение расчетной сетки на выходную систему компрессора.....	95
3.7. Создание расчетной модели компрессора в программе Ansys CFX ..	98
3.8. Проведение расчетного исследования и обработка результатов .....	121
3.8.1. Запуск решения .....	121
3.8.2. Оценка качества решения задачи в CFX-Solver .....	124
3.9. Обработка результатов расчета .....	128
4. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ И ОТЧЕТА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ.	144
5. ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ОТЧЕТА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ.....	147

5.1. Индивидуальные задания.....	147
5.2. Контрольные вопросы для отчета лабораторной работы.....	150
5.2.1. Вопросы по теории рабочего процесса компрессора.....	150
5.2.2. Вопросы, связанные с экспериментальным исследованием компрессоров.....	153
5.2.3. Вопросы, связанные с анализом результатов, полученных в численном расчете .....	154
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	155
ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ ОТЧЕТА ОБ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ .....	157
ОБОЗНАЧЕНИЕ НАИБОЛЕЕ УПОТРЕБИМЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА В ПРОГРАММЕ ANSYS CFX .....	159



## ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$c$	— скорость воздуха или газа в абсолютном движении, м/с;
$D$	— диаметр, м;
$F$	— площадь проходного сечения, м <sup>2</sup> ;
$G$	— массовый расход воздуха или газа, кг/с;
$h$	— высота лопатки, м;
$i$	— энтальпия, Дж/кг;
$k$	— показатель изоэнтропы;
$L_K$	— удельная работа компрессора, Дж/кг;
$L_T$	— удельная работа турбины, Дж/кг;
$m$	— масса, кг;
$M$	— число Маха (отношение скорости потока к скорости звука), крутящий момент, Н · м;
$N_K$	— мощность привода компрессора, кВт;
$N_T$	— мощность на валу турбины, кВт;
$n$	— частота вращения, мин <sup>-1</sup> ; показатель политропы;
$p$	— давление, Па;
$P$	— сила, Н;
$Q$	— тепло, Дж/кг;
$R$	— универсальная газовая постоянная, Дж/(кг К);
$T$	— температура, К;
$t$	— шаг, мм;
$u$	— окружная скорость колеса, м/с;
$w$	— скорость в относительном движении, м/с;
$z$	— число ступеней; число лопаток;
$\alpha$	— углы потока и лопаток в абсолютном движении, град;
$\beta$	— углы потока и лопаток в относительном движении, град;
$\delta$	— радиальный зазор, мм;
$\rho$	— плотность, кг/м <sup>3</sup> ;
$\sigma$	— коэффициент восстановления полного давления;
$\eta$	— коэффициент полезного действия (КПД);
$\lambda$	— приведенная скорость;
$\pi_k^*$	— степень повышения давления в компрессоре;
$\omega$	— угловая скорость, рад/с;

## Индексы

<i>*</i>	— заторможенные параметры;
<i>a</i>	— осевое направление;
<i>в</i>	— вход, воздух;
<i>к</i>	— на выходе из компрессора;
<i>н</i>	— теоретический, параметры атмосферного воздуха;
<i>на</i>	— относящийся к направляющему аппарату;
<i>пр</i>	— приведенный;
<i>рк</i>	— относящийся к рабочему колесу;
<i>ст</i>	— ступень;
<i>ср</i>	— средний;
<i>т</i>	— турбина, теоретический;
<i>г</i>	— радиальный;
<i>s</i>	— изоэнтروпический;
<i>и</i>	— окружная проекция;
<i>w</i>	— относительный;
<i>z</i>	— затраченный;
<i>1</i>	— сечение на входе в рабочее колесо;
<i>2</i>	— сечение на выходе из РК;
<i>3</i>	— сечение на выходе из направляющего аппарата.

## Условные сокращения

ВНА	— входной направляющий аппарат;
ВМ	— верхнее меню;
ГТД	— газотурбинный двигатель;
ГТУ	— газотурбинная установка;
КПД	— коэффициент полезного действия;
ЛВ	— лопаточный венец;
ЛД	— лопаточный диффузор;
ЛКМ	— левая кнопка мыши;
ЛМ	— лопаточная машина;
НА	— направляющий аппарат;
ПКМ	— правая кнопка мыши;
РЗ	— радиальный зазор;

- РК — рабочее колесо;  
СК — система координат;  
ТРД — турбореактивный двигатель;  
ЦБК — центробежный компрессор;  
CFD — англ. аббр. *Computational Fluid Dynamics* – принятое в мире сокращение термина «вычислительная газовая динамика».

Остальные обозначения, индексы и условные сокращения объяснены в тексте.

## ВВЕДЕНИЕ

Лопаточные компрессоры широко применяются в разных областях техники. В частности, они используются в авиационных газотурбинных двигателях, газотурбинных энергоустановках, применяемых для выработки электроэнергии и перекачки газа в магистральных трубопроводах, в агрегатах наддува поршневых двигателей, в холодильных турбомашинах, а также для сжатия газов в технологических процессах нефтехимической, металлургической и горнодобывающей промышленности. Учитывая широкое распространение компрессоров, очевидно, что повышение их газодинамической эффективности позволит сэкономить в рамках страны (или даже одной отрасли) огромные средства. По этой причине задача повышения КПД компрессоров всегда будет актуальной.

На сегодняшний день существует большое число отечественных и зарубежных методик различной степени детализации и сложности, позволяющих спроектировать компрессор [1...5, 9, 16]. Однако все они базируются на одно- и двухмерных моделях потока и содержат в своей основе значительное число допущений. Кроме того, рабочий процесс ступени компрессора зависит от большого числа переменных и ограничений, что затрудняет достижение высоких параметров. Поэтому, после получения в процессе проектирования геометрии проточной части компрессора, неизбежно встает вопрос – насколько он эффективен и будет ли в полной мере удовлетворять предъявляемым к нему требованиям. Часто также важно знать, как будет работать существующий компрессор в случае изменения его конструкции, условий и режимов работы.

Оценить совершенство спроектированного компрессора и получить параметры его рабочего процесса можно двумя путями: экспериментальным и расчетным.

В первом случае изготовленный компрессор или его модель, выполненная с соблюдением условий подобия, помещается на экспериментальный стенд, и его параметры проверяются работой в интересующих условиях. Главным достоинством данного способа является его высокая достоверность. Однако он имеет большое количество недостатков. В частности, изготовление испытываемого компрессора требует значительных временных и материальных затрат, наличия специальных экспериментальных стендов и систем для их обслуживания, а также квалифицированного персонала. Кроме того, в эксперименте не всегда удается полностью воспроизвести условия работы компрессора в изделии, а ограниченные возможности имею-

щих средств измерения не позволяют получить исчерпывающую информацию обо всех интересующих параметрах.

При расчетном исследовании структура потока в компрессоре изучается с помощью численных методов газовой динамики, основанных на решении системы уравнений Навье – Стокса, описывающей движение газа с минимально возможными допущениями (т.н. *CFD* расчет) [6, 7, 8]. Расчетное исследование требует существенно меньших временных и материальных затрат и позволяет моделировать любые условия работы компрессора. Кроме того, результаты расчета значительно более информативны по сравнению с экспериментом, поскольку позволяют найти все параметры потока во всех точках рассматриваемой области. Расчетные программы, как правило, универсальны и могут быть также применены для изучения свойств других объектов. Однако следует помнить, что результаты расчетного исследования – это результаты решения уравнений, отражающих существующее представление о физических процессах. По этой причине их достоверность ниже, чем у эксперимента. Кроме того, работа с программами численного моделирования требует высокой квалификации пользователя.

Численные методы газовой динамики – это мощное средство в руках грамотного проектировщика, способное существенно расширить его представления о физической картине процесса, имеющего место в конкретном изделии, рассчитать течение в нем с минимальными допущениями, рассмотреть большее число вариантов исполнения геометрии в относительно короткие сроки и найти пути существенного повышения эффективности, многократно сократить потребное число испытаний, уменьшить временные и материальные затраты. Но следует помнить, что результаты *CFD* расчетов – это решение дифференциальных уравнений, отражающих наше представление о физике процесса. Поэтому эксперимент навсегда останется окончательной инстанцией по проверке правильности принятых проектных решений и подтверждению достигнутых в расчете результатов.

Таким образом, информация о рабочем процессе компрессора может быть получена двумя путями, каждый из которых обладает своими достоинствами и недостатками. По всей видимости, действительно высокоэффективный компрессор можно получить, только комбинируя оба этих способа.

В представленном учебном пособии подробно описаны технологии расчетного и экспериментального определения параметров рабочего процесса модельного центробежного компрессора.

# 1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

## 1.1. Общие сведения

**Компрессор** (рис. 1.1, 1.3) – устройство, предназначенное для непрерывного сжатия рабочего тела до требуемого уровня степени повышения давления  $\pi_k^*$  за счет подвода механической энергии  $L_k$  к потоку рабочего тела [9, 2].

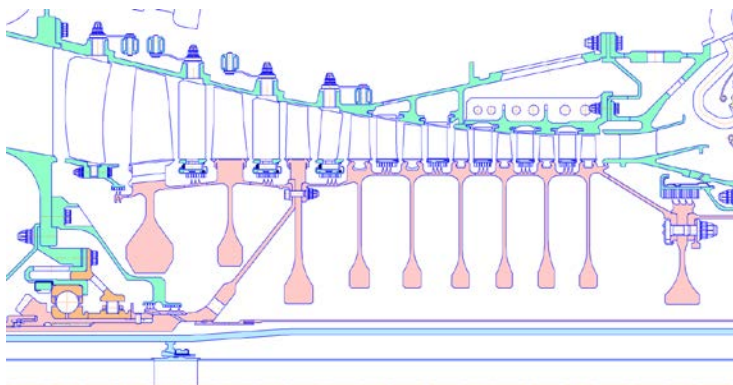


Рис. 1.1. Компрессор высокого давления современного ТРД CFM 56-7 [10]

Как следует из определения, для функционирования компрессора необходим постоянный подвод механической работы извне. Источником энергии обычно являются газовые турбины, электродвигатели и т.п. Однако чаще для этой цели применяются именно турбины, поскольку они способны вырабатывать большую мощность при относительно небольших собственных размерах.

В компрессоре подведенная механическая работа  $L_k$  преобразуется в потенциальную энергию сжатого газа. В результате возрастают полные и статические давления ( $p, p^*$ ) и температура рабочего тела ( $T, T^*$ ), а также его плотность  $\rho$ . Подробно этот процесс будет рассмотрен ниже.

Компрессор обычно является частью ГТУ или ГТД, и к нему предъявляются те же требования, что и к двигателю в целом. В частности, компрессор должен быть легким, прочным, надежным, ремонтпригодным, технологичным, дешевым, удобным в эксплуатации, иметь высокий КПД, минимальные габаритные размеры и заданный ресурс  $\tau$ . Кроме общих требований можно выделить ряд специфических требований, присущих только компрессорам:

- обеспечение заданного расхода рабочего тела  $G_B$ ;
- обеспечение заданной степенью повышения давления  $\pi_K^*$ ;
- благоприятное протекание характеристик – сохранение высоких значений КПД и обеспечение устойчивой работы (т.е. без помпажа и пульсаций) в широком диапазоне частот вращения ротора.

В соответствии с *ГОСТ 23851-79* «Двигатели авиационные газотурбинные» сечение на входе в РК обозначается индексом 1, на выходе – 2, выход из щелевого диффузора 2' и на выходе из НА – 3 (рис. 1.2). Для компрессоров, применяющихся в составе ГТД и ГТУ, сечение на входе может обозначаться индексом  $\nu$ , а на выходе –  $\kappa$ .

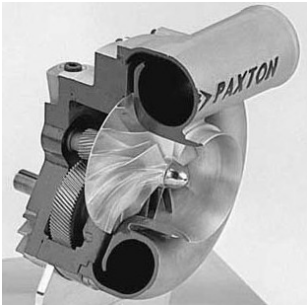


Рис. 1.2. Ступень осевого компрессора и номенклатура сечений

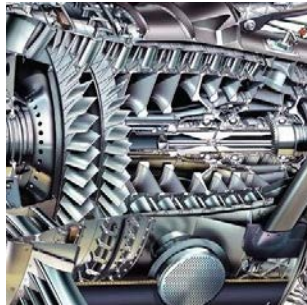
Все существующие компрессоры можно классифицировать по направлению движения рабочего тела и по числу ступеней.

По числу ступеней компрессоры делятся на одно- и многоступенчатые (рис. 1.3).

По направлению движения рабочего тела их можно разделить на три группы: осевые, центробежные и диагональные (рис. 1.3).



Одноступенчатый центробежный компрессор



Многоступенчатый осевой компрессор Rolls Royce Trent 900

Рис. 1.3. Типы компрессоров [10]

## 1.2. Принцип действия компрессора

Рассмотрим, как происходит повышение давления рабочего тела в ступени компрессора.

Как было отмечено выше, к компрессору от стороннего источника подводится механическая работа  $L_K$ . Согласно уравнению энергии в механической форме в абсолютном движении (уравнению Бернулли), работа, подведенная в РК компрессора, может быть представлена в следующем виде:

$$L_K = \int_B^K \frac{dp}{\rho} + \frac{c_K^2 - c_B^2}{2} + L_{r(B-K)}. \quad 1.1$$

В этой формуле:

$$\int_B^K \frac{dp}{\rho} = \frac{k}{k-1} RT_1^* \left( \left( \frac{p_K}{p_B} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) - \text{увеличение потенциальной энергии сжатого газа;}$$



$\frac{c_k^2 - c_b^2}{2}$  – изменение кинетической энергии в компрессоре;

$L_r$  – энергия, затрачиваемая на преодоление гидравлических потерь в проточной части.

Отношение давления на выходе компрессора к давлению на входе  $\pi_k = \left(\frac{p_k}{p_b}\right)$  называется степенью повышения давления.

Из уравнения 1.1 следует, что подводимая в компрессоре механическая энергия  $L_k$  расходуется на повышение давления, изменение кинетической энергии потока и преодоление гидравлических потерь. Поскольку основная задача компрессора – сжатие рабочего тела, то второй и третий члены уравнения 1.1 должны быть минимальны. Отсюда также следует, что для того, чтобы подводимая работа  $L_k$  максимально расходовалась на повышение давления, потери энергии в компрессоре  $L_r$  должны быть минимальны.

Здесь также следует обратить внимание на другое следствие из уравнения 1.1, которое необходимо для понимания принципа действия компрессора. Уравнение Бернулли для потока несжимаемого ( $\rho = \text{const}$ ) идеального газа, движущегося без потерь ( $L_r = 0$ ) и энергообмена ( $L_k = 0$ ), может быть записано в следующем виде:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} = \text{const.} \quad 1.2$$

Отсюда следует, что сумма кинетической и потенциальной энергии энергоизолированного потока остается неизменной. При изменении условий течения происходит перераспределение этих видов энергии. Это приводит к выводу, что при увеличении скорости потока  $c$ , его давление  $p$  падает и наоборот.

Согласно уравнению энергии в механической форме в относительном движении, изменение потенциальной энергии сил давления в компрессоре можно представить в следующем виде [1, 2, 8]:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - L_r. \quad 1.3$$

В этой формуле:

$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$  – работа по перемещению единицы массы рабочего тела под действием инерционных (центробежных) сил;

$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$  – изменение кинетической энергии потока в относительном движении.

Как видно из уравнения 1.3, повышение давления в РК компрессора происходит из-за движения рабочего тела в поле действия инерционных сил (первое слагаемое уравнения 1.3) и торможения потока в относительном движении (второе слагаемое уравнения 1.3).

Рассмотрим, как описанные выше теоретические знания реализовать в конструкции компрессора.

Для повышения давления с помощью центробежных сил необходимо, чтобы окружная скорость потока на входе в РК была меньше, чем на выходе  $u_2 > u_1$ . Поскольку все элементы ротора вращаются с одной угловой скоростью  $\omega$ , то организовать изменение окружной скорости можно только за счет изменения радиуса течения  $r$ . Поток должен входить в РК на малом радиусе, а выходить на большем ( $r_2 > r_1$ ). Именно такая схема течения реализуется в РК центробежного компрессора (рис. 1.4).

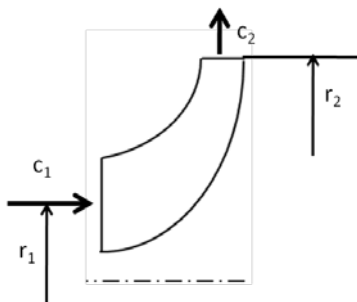


Рис. 1.4. Схема течения в РК центробежного компрессора

Поскольку в осевом компрессоре поток движется в направлении, параллельном оси вращения РК, то окружная скорость в РК меняется незначительно ( $u_2 \approx u_1$ ). Очевидно, что у таких компрессоров влияние инерционных сил на процесс сжатия минимально, и он в основном происходит за счет торможения потока в относительном движении. По этой причине ступень осевого компрессора имеет меньшую степень повышения давления  $\pi_{\text{К}}^*$ , чем центробежного.

Подводя итог сказанному выше, можно заключить, что в осевом компрессоре повышение давления происходит за счет торможения потока в относительном движении, а в центробежном к торможению добавляется движение рабочего тела в поле действия центробежных сил.

Рабочее колесо компрессора выполняется таким образом, что входной конструктивный угол  $\beta_{1\text{л}}$  (под *конструктивным углом* понимается угол между касательной к средней линии профиля на входе/выходе и касательной к фронту решетки (рис. 1.5)) был меньше конструктивного угла на выходе  $\beta_{2\text{л}}$ . При этом течение в межлопаточном канале носит диффузорный характер. При такой конфигурации канала поток в нем тормозится в относительном движении  $w_2 < w_1$ , а падение скорости, согласно уравнению 1.2, приводит к повышению статического давления  $p_2 > p_1$  и плотности рабочего тела  $\rho_2 > \rho_1$ . У центробежного компрессора рост параметров усиливается движением рабочего тела в поле центробежных сил от центра к периферии.

Силы, действующие на поток со стороны лопаток  $R$  и со стороны потока на лопатки  $P$ , изображены на рисунке 1.6. Очевидно, что эти силы равны по величине, но направлены в противоположные стороны. Эти силы можно разложить на две составляющие: осевую  $R_a$  и  $P_a$  (проекция на ось вращения) и окружную  $R_u$  (проекция на окружное направление).

Их величины можно найти, спроецировав уравнение количества движения на осевое и окружное направление:

$$P_u = -R_u = G_B(c_{1u} - c_{2u}); \quad 1.4$$

$$P_a = -R_a = G_B(c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2)th, \quad 1.5$$

где  $t$  – шаг решетки компрессора, м;

$h$  – высота межлопаточного канала, м.

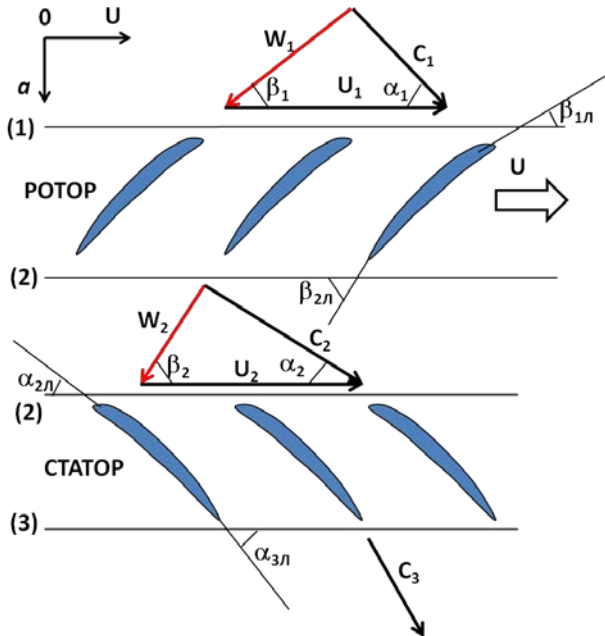


Рис. 1.5. Схема рабочего процесса в ступени осевого компрессора

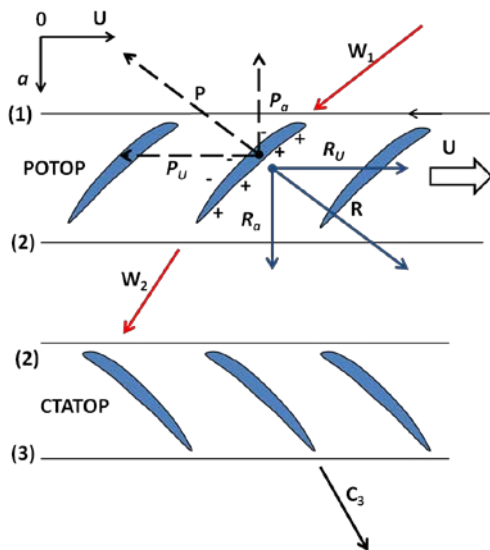


Рис.1.6. Схема сил, действующих в рабочем колесе осевого компрессора

Как видно из представленных рисунков, направление окружной составляющей силы  $P_u$ , действующей в окружном направлении на лопатку, противоположно направлению вращения РК. То есть, она оказывает тормозящее воздействие на лопатки компрессора. Поэтому для реализации процесса сжатия следует подводить механическую работу  $L_k$ . Другими словами, окружная составляющая силы, действующей на поток со стороны лопатки  $R_u$ , совершает работу над потоком рабочего тела, проходящего через компрессор.

Направление осевой составляющей силы, действующей на поток со стороны лопатки  $R_a$ , совпадает с направлением движения рабочего тела через межлопаточный канал. Это позволяет сделать вывод, что  $R_a$  – это та сила, которая заставляет поток двигаться через компрессор от меньшего давления на входе к большему на выходе.

Анализируя сказанное выше, можно заключить, что РК компрессора выполняет следующие основные функции:

- подводит механическую работу к потоку рабочего тела;
- проталкивает рабочее тело через компрессор;
- повышает давление рабочего тела.

Как было отмечено ранее, процесс в РК сопровождается ростом абсолютной скорости. Это, согласно уравнению 1.1, приведет к тому, что значительная часть подведенной механической работы уйдет на увеличение кинетической энергии  $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$ . Поэтому после РК поток рабочего тела тормозится в выходной системе. В результате кинетическая энергия потока преобразуется в работу сжатия.

Торможение потока в лопаточном НА осуществляется принципиально так же, как в РК, – за счет использования лопаток специальной формы. У них входной конструктивный угол  $\alpha_{2л}$  меньше выходного конструктивного угла  $\alpha_{3л}$  (рис. 1.5). В результате межлопаточный канал получается диффузорным, течение потока в нем тормозится, и абсолютная скорость уменьшается ( $c_3 < c_2$ ). В щелевом диффузоре расширяющаяся форма канала обусловлена увеличением радиуса и, соответственно, площади выходного сечения. Торможение сопровождается повышением статического давления  $p_3 > p_2$  и плотности рабочего тела  $\rho_3 > \rho_2$ .

Запишем уравнение неразрывности применительно к компрессору:

для осевого:

$$\frac{F_1}{F_3} = \frac{\rho_3 c_{3a}}{\rho_1 c_{1a}}; \tag{1.6}$$

для центробежного:

$$\frac{F_1}{F_3} = \frac{\rho_3 c_{3r}}{\rho_1 c_{1a}}. \tag{1.7}$$

Обычно компрессоры проектируются так, что  $c_{3a} \approx c_{1a}$  и  $c_{3r} \approx c_{1a}$ . В любом случае, изменение указанных компонентов скоростей значительно меньше изменения плотности. В результате, согласно уравнениям 1.6 и 1.7, рост плотности вследствие повышения давления

в компрессоре приводит к необходимости уменьшать площадь проходного сечения и высоту лопаток  $h_{л}$  к выходу (рис. 1.7 и 1.8).

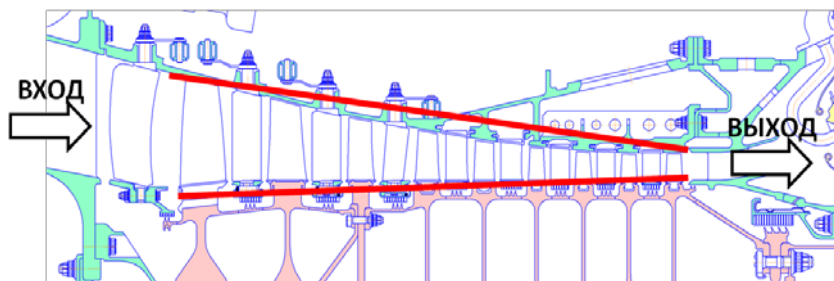


Рис. 1.7. Форма меридионального сечения проточной части осевого компрессора

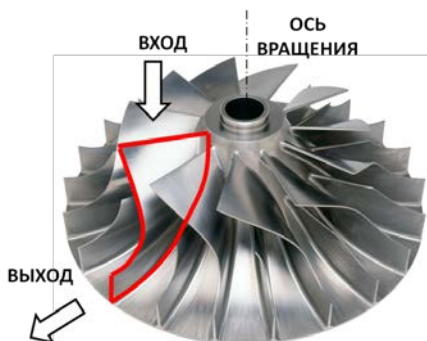


Рис. 1.8. Форма меридионального сечения проточной части центробежного компрессора

План скоростей ступени осевого компрессора изображен на рисунке 1.9. Следует обратить внимание на то, что, поскольку диффузорный процесс сопровождается повышенными потерями энергии, угол поворота потока в венцах  $\Delta\beta$  ( $\Delta\alpha$ ) ограничивается значением  $\Delta\beta_{max} = 30^\circ$  (для сравнения, в турбине  $\Delta\beta = 100...120^\circ$ ). Поэтому, при равных расходах рабочего тела и близких диаметральных размерах, работа ступени осевого компрессора меньше работы ступени осевой

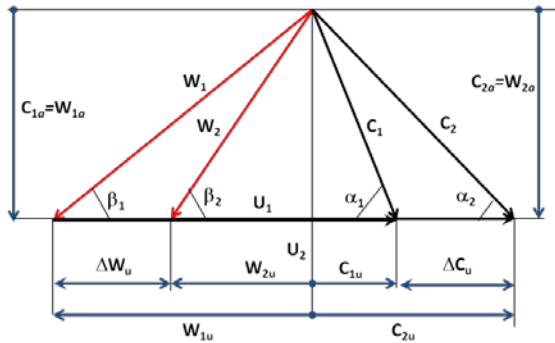
турбины, а потребное число ступеней компрессора больше числа ступеней турбины.

Рассмотрим, как меняются основные параметры потока вдоль ступени компрессора.

Как было отмечено ранее, межлопаточные каналы диффузорны. Это приводит к торможению потока в относительном движении  $w_2 < w_1$ , что в свою очередь является причиной роста статического давления  $p_2 > p_1$  и плотности рабочего тела  $\rho_2 > \rho_1$ .

Лопатка компрессора действует на поток рабочего тела с силой  $R$ . Ее окружная составляющая (рис. 1.6)  $R_u$  отклоняет течение в абсолютном движении в сторону вращения и сообщает ему механическую энергию, в результате чего абсолютная скорость растет ( $c_2 > c_1$ ).

Вариант 1



Вариант 2

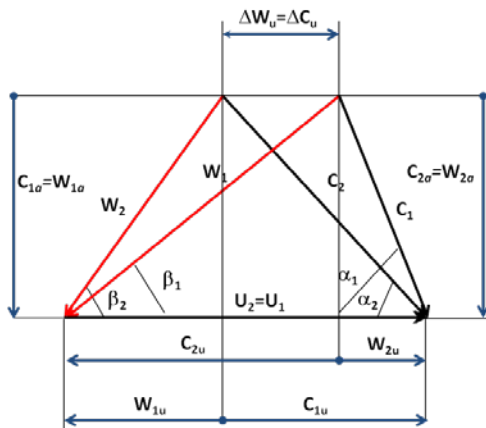


Рис. 1.9. Планы скоростей ступени осевого компрессора



Запишем уравнение энергии в тепловой форме для решетки РК:

$$L_{PK} = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}; \quad 1.8$$

$$L_{PK} = i_2^* - i_1^*. \quad 1.9$$

В РК осуществляется подвод механической работы ( $L_{PK} \gg 0$ ). Следует напомнить, что внешним признаком передачи/отбора работы в термодинамическом процессе является наличие физического движения. Исходя из этого, можно заключить, что работа подводится только в РК. В НА и ВНА подвода работы нет ( $L_{НА} = 0$ ).

Из уравнений 1.8 и 1.9, учитывая, что  $L_{PK} \gg 0$  и  $c_2 > c_1$ , можно сделать вывод:  $i_2 > i_1$  и  $i_2^* > i_1^*$ . Откуда следует, что в рабочем колесе статическая и полная температуры растут  $T_2 > T_1$  и  $T_2^* > T_1^*$ .

Уравнение энергии в механической форме для РК можно записать в следующем виде:

$$L_{PK} = \frac{p_2^* - p_1^*}{\rho^*} + L_{трк}. \quad 1.10$$

Если учесть, что работа, подводимая в РК, многократно превосходит энергию, затрачиваемую на преодоление потерь ( $L_{PK} \gg L_{трк}$ ), то из данного уравнения можно сделать вывод, что полное давление в РК растет  $p_2^* > p_1^*$ .

В щелевых и лопаточных диффузорах канал также расширяющийся. Течение в нем сопровождается торможением в абсолютной СК  $c_3 < c_2$ , что, согласно уравнению Бернулли 1.2, приводит к росту статического давления  $p_3 > p_2$  и плотности  $\rho_3 > \rho_2$ .

Для анализа изменения температуры в выходной системе запишем уравнения энергии в тепловой форме:

$$L_{\text{НА}} = (i_3 - i_2) + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} = 0; \quad 1.11$$

$$L_{\text{НА}} = i_3^* - i_2^* = 0. \quad 1.12$$

Учитывая, что в НА работа не подводится ( $L_{\text{НА}} = 0$ ), снижение абсолютной скорости компенсируется ростом энтальпии  $i_3 > i_2$ . Это в свою очередь приводит к росту статической температуры  $T_3 > T_2$ .

Отсутствие подвода работы обуславливает равенство полных энтальпий и температур на входе и выходе РК:  $i_3^* = i_2^*$  и  $T_3^* = T_2^*$ .

Предполагая, что  $\rho = \text{const}$ , уравнение энергии в механической форме для НА будет выглядеть следующим образом:

$$L_{\text{НА}} = \frac{p_3^* - p_2^*}{\rho^*} + L_{r\text{НА}} = 0. \quad 1.13$$

Учитывая, что  $p_{\text{НА}} = 0$ , то изменение полного давления вызвано только затратами энергии на преодоление потерь. Учитывая, что  $L_{r\text{НА}} \ll L_{\text{к}}$ , то падение полного давления будет незначительным. Обычно оно не превышает 5 %. Если бы процесс в выходной системе проходил без потерь, то полное давление было бы там неизменно  $p_3^* = p_2^*$  [1].

Полученная в результате проведенного анализа качественная картина изменения основных параметров потока по длине компрессора приведена на рисунке 1.10.

Важнейшим параметром рабочего процесса компрессора является степень повышения давления  $\pi_{\text{к}}^*$  – величина, равная отношению полного давления на выходе из компрессора к полному давлению на входе:

$$\pi_{\text{к}}^* = \frac{p_{\text{к}}^*}{p_{\text{в}}^*}. \quad 1.14$$

Величина  $\pi_{\text{к}}^*$  показывает, во сколько раз возрастает давление в компрессоре.

Процесс преобразования энергии в ступени компрессора может быть представлен следующим образом. На первом этапе энергия передается от привода через вал к лопаткам РК, на втором этапе – от лопаток к потоку.

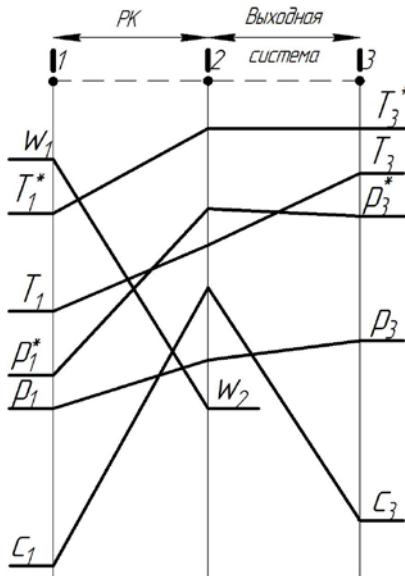


Рис. 1.10. Изменение параметров по длине ступени компрессора

Мощность, подводимая от привода к валу РК, называется затраченной  $N_{\text{т}}$ . Поделив ее на расход воздуха через компрессор  $G_{\text{в}}$ , получим удельную затраченную работу, т.е. работу, приходящуюся на каждый килограмм рабочего тела, проходящий через компрессор:

$$L_T = \frac{N_T}{G_B}. \quad 1.15$$

В компрессоре эту удельную работу часто называют *затраченной напором*. Полученная энергия по валу и дискам перемещается к рабочим лопаткам. При этом часть мощности  $N_{тр}$  теряется на преодоление трения диска о газ. Другая часть энергии теряется с утечками рабочего тела из проточной части  $N_{ут}$ . Мощность, дошедшая до рабочих лопаток, называется мощностью на окружности колеса  $N_u$ . Если ее поделить на расход воздуха  $G_B$ , то можно найти удельную работу на окружности РК  $L_u$ , которая, согласно уравнению момента количества движения, равна:

$$L_u = \frac{N_u}{G_B} = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad 1.16$$

Не вся мощность, переданная РК, идет на повышение его потенциальной или кинетической энергии. Часть мощности расходуется на преодоление трения в проточной части компрессора  $N_r$ . Вследствие выделения тепла трения в поток он подогревается. На сжатие нагретого вследствие этого рабочего тела затрачивается дополнительная мощность  $\Delta N_V$ . Оставшаяся энергия подводится к рабочему телу и идет исключительно на увеличение полного давления рабочего тела. Это не что иное как мощность изоэнтروпического сжатия  $N_{стс} = G_B L_{стс}^*$ . Здесь  $L_{стс}^*$  – изоэнтропический напор ступени компрессора:

$$L_{стс}^* = \frac{k}{k-1} RT_B \left( \pi_{ст}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right). \quad 1.17$$

Описанный процесс преобразования энергии изображен схематически на рис. 1.11 и 1.12.

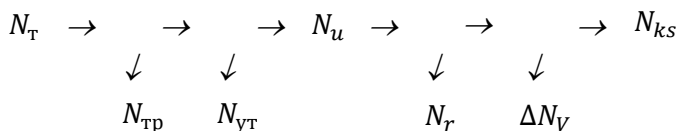


Рис. 1.11. Схема преобразования энергии в ступени компрессора

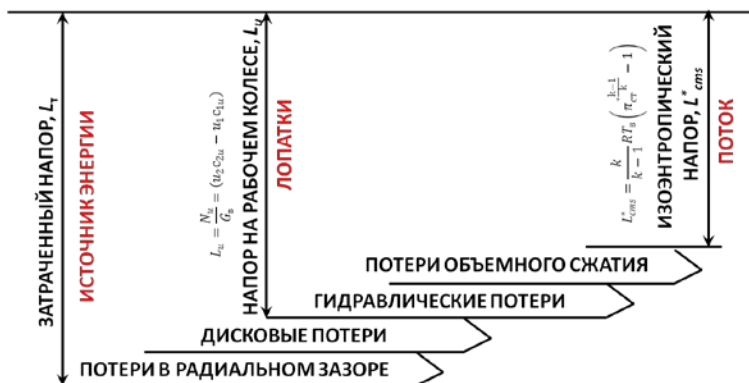


Рис. 1.12. Баланс энергии в ступени компрессора

Совершенство процесса преобразования механической энергии в потенциальную энергию сжатых газов в ступени компрессора оценивается *коэффициентом полезного действия* (КПД). Это отношение полезной работы к затраченной. Полезная работа компрессора – работа, пошедшая исключительно полного давления в ступени компрессора. Затраченная работа – работа, подведенная к компрессору от источника мощности, – затраченный напор  $L_T$ . Для ступеней современных компрессоров величина дисковых потерь и утечек в зазорах обычно не превышает 2 % [1]. Поэтому на этапе предварительных расчетов в качестве затраченной работы принимают работу на окружности колеса  $L_u$ , что позволяет значительно упростить определение КПД.

$$L_T = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad 1.18$$

Это уравнение равносильно уравнению:

$$L_T = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_r. \quad 1.19$$

Изоэнтропический КПД компрессора  $\eta_k$  определяется как отношение минимальной работы, которая нужна для повышения давления, к действительной работе, которая при сжатии совершается:

$$\eta_k = \frac{L_{kS}}{L_k} = \frac{c_p(T_{kS} - T_B)}{c_p(T_K - T_B)} = \frac{T_B \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_K - T_B}. \quad 1.20$$

При рассмотрении компрессора в составе ГТД и ГТУ, КПД компрессора  $\eta_k$  рассматривается по параметрам заторможенного потока:

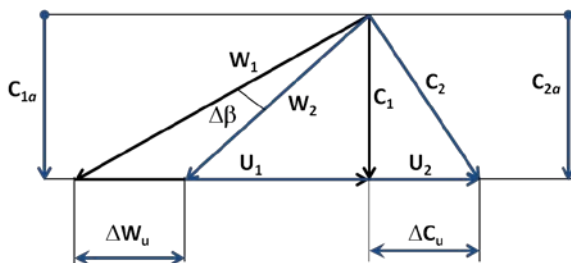
$$\eta_k^* = \frac{L_{kS}^*}{L_k^*} = \frac{c_p(T_{kS}^* - T_B^*)}{c_p(T_K^* - T_B^*)} = \frac{T_B^* \left( \pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_K^* - T_B^*}. \quad 1.21$$

### 1.3. Закрутка потока на входе в компрессор

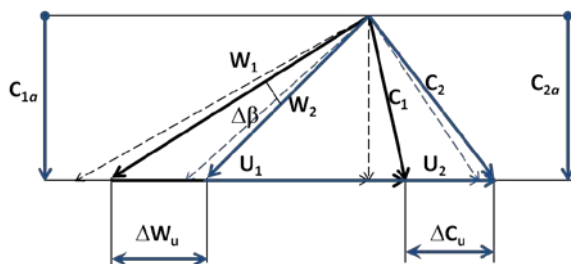
Если поток воздуха, входящий в компрессор, сразу попадает в РК (при отсутствии входного НА), то вектор скорости на входе  $c_1$  имеет осевое направление ( $c_1 = c_{1a}$ ;  $\alpha_1 = 90^\circ$ ). План скоростей осевой ступени компрессора без закрутки потока показан на рисунке 1.13, а.

Если направление потока на входе отличается от осевого направления, у абсолютной скорости появляется окружная составляющая  $c_{1u}$ , которая называется *закруткой*. Если направление проекции  $c_{1u}$  совпадает с направлением окружной скорости  $u$ , то закрутка считается положительной ( $c_{1u} > 0$ ). Если направление указанных векто-

ров скоростей противоположно, то закрутка считается отрицательной ( $c_{1u} < 0$ ). Закрутка потока на входе в РК создается с помощью входного направляющего аппарата (ВНА) (рис. 1.14).



а) Ступень без закрутки потока на входе ( $c_{1u} = 0$ )



б) Ступень с положительной закруткой ( $c_{1u} > 0$ )

-----> – Исходный план скоростей      —> – План скоростей с закруткой

Рис. 1.13. Изменение плана скоростей осевого компрессора при введении положительной закрутки ( $G_b = \text{const}$ ;  $u = \text{const}$ ;  $\Delta\beta = \text{const}$ )

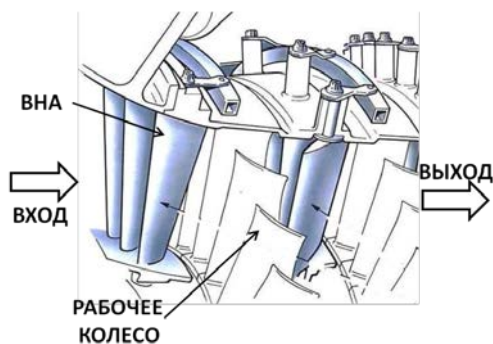


Рис. 1.14. Входной направляющий аппарат

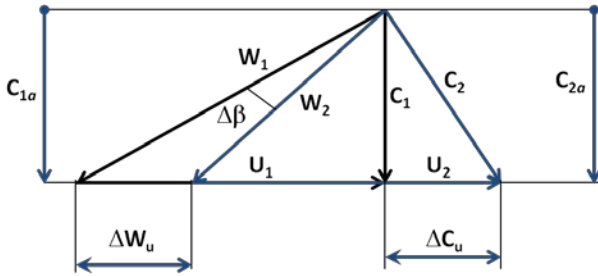
Рассмотрим, как влияет положительная закрутка ( $c_{1u} > 0$ ) на рабочий процесс в ступени осевого компрессора при неизменной частоте вращения ротора  $n$ , расходе рабочего тела  $G_B$  и угле поворота потока в РК  $\Delta\beta$  (для того, чтобы не допустить чрезмерного увеличения диффузорности решетки РК).

План скоростей при этом изменится так, как показано на рисунке 1.13, б. Как видно, введение положительной закрутки при неизменном расходе рабочего тела  $G_B$  и частоте вращения  $n$  приводит к уменьшению относительной скорости на входе в РК  $w_1$ . Она во многом определяет уровень потерь в РК, поэтому ее снижение приводит к уменьшению потерь и росту КПД компрессора. Однако при применении положительной закрутки второй член уравнения 1.16 ( $u_1 c_{1u}$ ) увеличивается (при отсутствии закрутки он равен нулю), что приводит к уменьшению затраченного напора  $L_T$ . Это подтверждается уменьшением разности проекций  $\Delta W_u$ , которая для осевых компрессоров прямо пропорциональна напору (рис. 1.13, б).

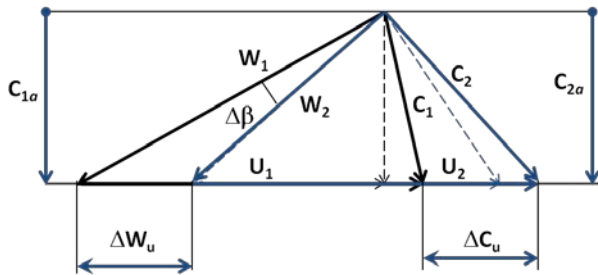
Таким образом, введение положительной закрутки при сохранении частоты вращения ротора  $n$  позволяет увеличить КПД ступени  $\eta_k$  при уменьшении работы, подводимой к потоку в ступени  $L_T$ .

Недостатком закрутки с постоянной окружной скоростью  $u$  является то, что она приводит к снижению затраченного напора ступени  $L_T$ . Для сохранения напора на прежнем уровне положительную закрутку можно выполнить так, чтобы величина скорости потока в относительном движении не менялась  $w_1 = \text{const}$  (расход воздуха через ступень  $G$  и угол поворота потока в РК  $\Delta\beta$  при этом сохраняются). Это позволит сохранить уровень потерь в РК и КПД ступени примерно на исходном уровне. Равенство относительных скоростей в этом случае достигается за счет увеличения частоты вращения ротора  $n$  и окружной скорости ( $u_1 > u_1^*$  и  $u_2 > u_2^*$ ). При этом естественно возрастут и абсолютные скорости ( $c_1 > c_1^*$  и  $c_2 > c_2^*$ ). Изменение плана скоростей в ступени осевого компрессора при этом показано на рис. 1.15.





а) Ступень без закрутки потока на входе ( $c_{1u} = 0$ )



б) Ступень с положительной закруткой ( $c_{1u} > 0$ )

-----> – Исходный план скоростей      —> – План скоростей с закруткой

Рис. 1.15. Изменение плана скоростей осевого компрессора при введении положительной закрутки ( $G_B = \text{const}$ ;  $w = \text{const}$ ;  $\Delta\beta = \text{const}$ )

Если угол поворота потока в РК  $\Delta\beta$  при принятых допущениях оставить неизменным, то разность проекций  $\Delta w_u$  останется постоянной, что подтверждается анализом треугольников скоростей на рис. 1.15. Этот факт вместе с увеличением окружной скорости  $u$  говорит об увеличении затраченного напора  $L_T = u\Delta w_u$  и в конечном итоге степени повышения давления ступени  $\pi_K^*$ .

Таким образом, введение положительной закрутки при сохранении относительных скоростей в РК  $w_1$  позволяет увеличить напор, подводимый в ступени  $L_T$ , при сохранении уровня КПД ступени  $\eta_K$ .

## 1.4. Характеристика ступени компрессора

Размеры проточной части компрессора, число ступеней, параметры рабочего процесса ступеней и решеток определяются при газодинамическом проектировании только для одного режима, который называется *расчетным* или *проектным*. Соответственно, параметры на этом режиме также называются проектными.

В процессе эксплуатации рабочий режим газотурбинных установок и двигателей может меняться в широких пределах. Это может быть вызвано изменением потребной тяги или мощности, внешних условий, высоты полета и т.п. Особенно в широком диапазоне меняются режимы работы ГТД авиационного применения. В результате условия работы компрессоров, входящих в состав двигателей, меняются в широких пределах. Это приводит к изменению частоты вращения  $n$ , степени повышения давления в компрессоре  $\pi_k^*$ , расхода воздуха  $G$ , скоростей потока и углов натекания воздуха на лопатки. В результате изменяется мощность, потребляемая компрессором, и его КПД  $\eta_k$ , а в некоторых случаях возможно появление неустойчивых режимов, нежелательных в эксплуатации.

Поэтому одним из важнейших требований к компрессору является благоприятное протекание характеристик. То есть достаточно высокий КПД  $\eta_k$  и степень повышения давления  $\pi_k^*$ , а также отсутствие неустойчивых режимов на всех эксплуатационных режимах.

Зависимость параметров, характеризующих работу компрессора, от параметров, характеризующих режим его работы, называется *характеристикой компрессора*. Работа компрессора характеризуется двумя параметрами: степенью повышения давления  $\pi_k^*$  и КПД  $\eta_k$ . Режим работы компрессора определяется частотой вращения РК  $n$  и расходом воздуха  $G_B$ , либо комплексами, связанными с ним  $(q(\lambda_B), \lambda_B, G_B p^* / \sqrt{T^*})$  и т.п.).

Знание характеристик необходимо для выбора оптимальных условий работы компрессора в составе установки, оптимального регулирования турбокомпрессора, обеспечивающего работу в области характеристик с высокими КПД при условии достаточности запасов газодинамической устойчивости компрессора [9, 11].

Рассмотрим рабочий процесс произвольной ступени осевого компрессора. Для него считаем известными все его газодинамические ( $\eta_k$ ,  $\pi_k^*$ ,  $G_v$ , углы и скорости потока) и геометрические (форму и размеры лопаток) параметры на проектном режиме. План скоростей компрессора на проектном режиме изображен на рис. 1.16. Обратите внимание, что на этом режиме угол потока в относительном движении  $\beta_1$  близок к входному конструктивному углу РК  $\beta_{1л}$ , что является обычной практикой проектирования.

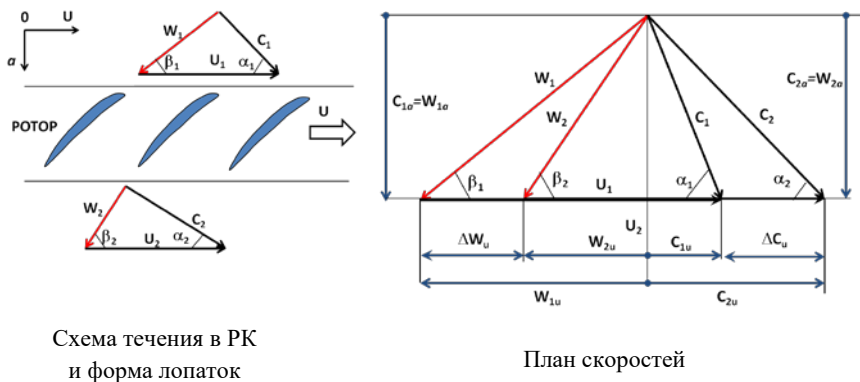


Рис. 1.16. Исследуемая ступень компрессора

### 1.4.1. Напорная характеристика компрессора

Проанализируем, как меняются параметры, характеризующие работу рассматриваемой ступени компрессора, при изменении расхода воздуха  $G_v$ , при постоянной частоте вращения ротора  $n = \text{const}$ . Поскольку рассматривается работа существующего

компрессора на различных режимах, его геометрия остается неизменной. Деформация лопаток под действием центробежных и газовых сил не учитывается.

Рассмотрим, каким образом повлияет на работу ступени компрессора увеличение расхода рабочего тела  $G_B$  относительно значения на расчетном режиме. Расход рабочего тела через компрессор  $G_B$  определяется проекцией скорости перпендикулярной сечению, через которое осуществляется истечение. Для сечения на входе в компрессор это осевая проекция  $c_{1a}$ . Поэтому с увеличением  $G_B$ ,  $c_{1a}$  растет пропорционально ему. При этом направление вектора  $c_1$  остается неизменным, поскольку оно определяется конструктивными углами ВНА, которые не меняются. Зная направление вектора и его осевую проекцию, легко найти значение скорости  $c_1$ , соответствующее увеличенному расходу. Учитывая, что окружная скорость не меняется ( $u_1 = \text{const}$ ), легко найти и скорость потока на входе в РК в относительном движении  $w_1$ .

Осевая проекция скоростей на выходе из РК  $c_{2a} = w_{2a}$  также увеличивается пропорционально расходу воздуха  $G_B$ . Направление выхода потока из РК в относительном движении ( $\beta_2$ ) остается неизменным, поскольку задается формой выходной кромки лопатки. Зная эти факты, а также то, что  $u_2 = \text{const}$ , можно построить выходной треугольник скоростей.

Изменение плана скоростей при работе компрессора при расходах рабочего тела выше расчетного приведено на рис. 1.17.

Как видно из рис. 1.17, увеличение расхода рабочего тела  $G_B$  приводит к росту угла потока в относительном движении  $\beta_1$ . Угол натекания на лопатки РК отклонится от расчетного, угол атаки  $i$  становится отрицательным, что приведет к возникновению отрыва потока со стороны корытца лопатки. Вращение РК будет прижимать срывную зону к стенке лопатки и локализовывать ее. Из-за отклонения угла атаки  $i$  от оптимального значения и наличия отрыва КПД ступени  $\eta_k$  уменьшается.

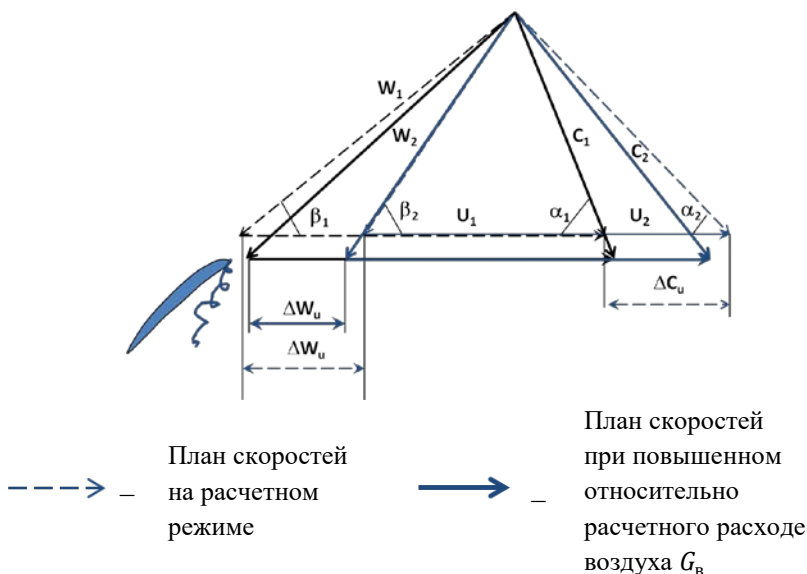


Рис. 1.17. Изменение плана скоростей осевого компрессора при увеличении расхода воздуха относительно расчетного значения при  $n = \text{const}$

Как видно из рис. 1.17, с увеличением расхода рабочего тела  $G_B$  величина разностей закруток  $\Delta w_u$  будет уменьшаться. Это, согласно уравнению Эйлера говорит о снижении затраченного напора  $L_T$ . Таким образом, увеличение расхода рабочего тела, проходящего через компрессор, приводит к уменьшению удельной работы  $L_T$ , подводимой к единице массы потока и, следовательно, к степени повышения давления  $\pi_K^*$ .

При существенном увеличении расхода в «горле» (самом узком месте) лопаточного венца относительные скорости становятся равными скорости звука, и «горло» «запирается», т.е. не может пропустить больший расход воздуха  $G_B$ . За «горлом» возникает сверхзвуковая область течения, которая замыкается скачками уплотнения с присущими им волновыми потерями. Это и приводит к снижению напора  $L_T$  и КПД  $\eta_K$ . При этом правые ветви зависимостей  $\pi_K^*, \eta_K = f(G_B)$  становятся вертикальными.

Таким образом, увеличение расхода рабочего тела  $G_B$ , по сравнению с расчетным значением, приводит к уменьшению как КПД  $\eta_K$  компрессора, так и степени повышения давления  $\pi_K^*$  в нем.

При уменьшении расхода воздуха  $G_B$  относительно расчетного значения осевая составляющая скорости  $c_{1a}$  уменьшается. Направление скорости  $c_1$  не изменяется. Поэтому при неизменной частоте вращения угол  $\beta_1$  уменьшится и угол атаки  $i$  станет положительным. Это приводит к возникновению отрыва потока со стороны спинки лопатки. При этом лопатка, вращаясь, стремится «уйти» от срыва. В результате область срыва стремится занять всю область межлопаточного канала и «загромождает» его проходное сечение. Таким образом, отрыв со спинки гораздо более опасен, чем со стороны корытца, и в большей мере снижает КПД ступени  $\eta_K$ . Изменение плана скоростей при работе компрессора при расходах рабочего тела ниже расчетного приведено на рис. 1.18.



Рис. 1.18. Изменение плана скоростей осевого компрессора при увеличении расхода воздуха относительно расчетного значения

Как видно из рис. 1.18, с уменьшением расхода рабочего тела  $G_B$  величина разностей закруток  $\Delta w_{\text{ц}}$  будет увеличиваться, что говорит об увеличении работы  $L_T$ , подводимой к единице массы. Однако при этом существенно возрастают потери из-за отрыва потока. Таким образом, на степень повышения давления  $\pi_K^*$  при расходах воздуха через компрессор, меньших расчетного ( $G_B < G_{\text{вр}}$ ), действуют два противоположных фактора, что приводит к тому, что имеет место максимум  $\pi_K^*$ , лежащий на характеристике компрессора левее расчетной точки. К подобному выводу можно прийти и на основании анализа уравнения 4.6.2.

Сильное уменьшение расхода рабочего тела  $G_B$  в конечном итоге приведет к полномасштабному срыву, который проявляется в виде повышенных пульсаций потока, и станет причиной резкого снижения напора  $L_T$ ,  $\pi_K^*$  и КПД  $\eta_K$ . Эксплуатация компрессора при расходах меньших, чем в точке срыва, невозможна. Крайняя левая точка на характеристике компрессора, где его работа еще возможна, называется границей срыва.

Проведенный анализ позволяет построить зависимость параметров, характеризующих работу компрессора, от расхода воздуха через него  $\pi_K^*, \eta_K = f(G_B)$  при  $n = \text{const}$ , показанную на рис. 1.19. Характеристика компрессора  $\pi_K^*, \eta_K = f(G_B)$ , полученная при  $n = \text{const}$ , называется *напорной линией* или *напорной характеристикой*.

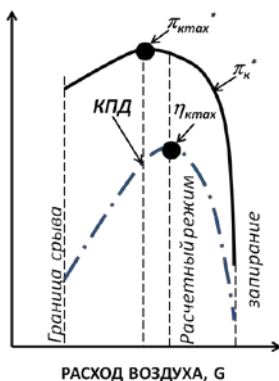


Рис. 1.19. Напорная характеристика ступени компрессора

### 1.4.2. Характеристика компрессора

Очевидно, что при эксплуатации компрессора в составе агрегата или силовой установки (особенно авиационного ГТД) ему редко приходится работать на строго фиксированной частоте вращения  $n$ . По этой причине одной напорной характеристики недостаточно для выбора оптимальных условий работы компрессора в составе установки, оптимального регулирования турбокомпрессора и пр.

Поэтому на практике строят семейство напорных линий, полученных при разных частотах вращения  $n$ , которые образуют характеристику компрессора.

Рассмотрим, как изменится положение напорной линии компрессора при увеличении частоты вращения  $n$ . На рис. 1.20 показано, как изменится план скоростей ступени компрессора при его раскрутке при условии неизменного расхода рабочего тела ( $G_B = \text{const}$ ). Закономерности изменения плана скоростей ступени компрессора были описаны выше в разделе 1.4.1.

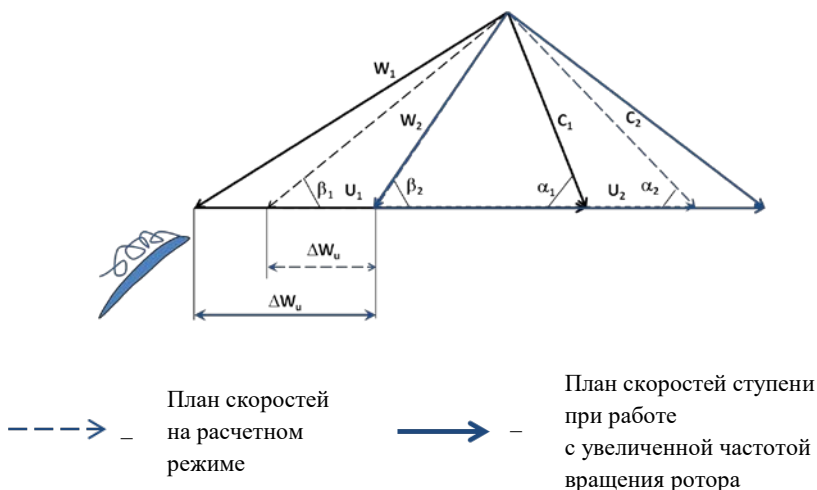


Рисунок 1.20. Изменение плана скоростей ступени осевого компрессора при увеличении частоты вращения  $n$ , при условии  $G_B = \text{const}$



Как видно из рисунка 1.20, с увеличением частоты вращения  $n$  увеличивается не только окружная скорость  $u$ , но и величина разностей закруток  $\Delta w_u$ . Оба фактора увеличивают работу  $L_T$ , подводимую к компрессору, и, как следствие, степень повышения давления  $\pi_K^*$ . Рост последней увеличивает плотность рабочего тела на выходе из компрессора  $\rho_2$  при неизменном проходном сечении проточной части. Данное обстоятельство увеличивает расход, который потенциально может пройти через ступень, и отодвигает границу запираания в сторону больших значений  $G_B$ .

Таким образом, рост частоты вращения  $n$  приводит к одновременному увеличению расхода воздуха через компрессор  $G_B$  и степени повышения давления  $\pi_K^*$ . Это приводит к тому, что напорная линия на характеристике смещается вправо вверх (рис. 1.21).

При анализе рисунка 1.20 также обращает на себя внимание то, что с ростом частоты вращения  $n$  при  $G_B = \text{const}$  угол входа потока в РК  $\beta_1$  существенно снижается, вызывая отрыв потока у входной кромки лопатки со стороны спинки и падение эффективности ступени. Приблизить значение угла натекания на РК  $\beta_1$  к расчетному значению можно за счет увеличения расхода рабочего тела через ступень  $G_B$ . Из этого можно сделать вывод, что с увеличением частоты вращения  $n$  максимальное значение КПД  $\eta_K$  будет достигаться при больших значениях расхода воздуха  $G_B$  (рис. 1.21).

Также из рис. 1.20 видно, что с ростом окружной скорости  $u$  увеличивается уровень скоростей в ступени. Предельным состоянием увеличения, как отмечалось выше, является режим запираания. Очевидно, что чем выше будет исходный уровень скоростей (частоты вращения  $n$ , в частности) на расчетном режиме, тем меньшее увеличение расхода  $G_B$  потребуется для достижения запираания. В результате при увеличении частоты вращения  $n$  будет меняться вид напорных кривых. Чем выше будет окружная скорость  $u$ , тем короче будет «горизонтальный» участок и тем длиннее вертикальный (рис. 1.21).

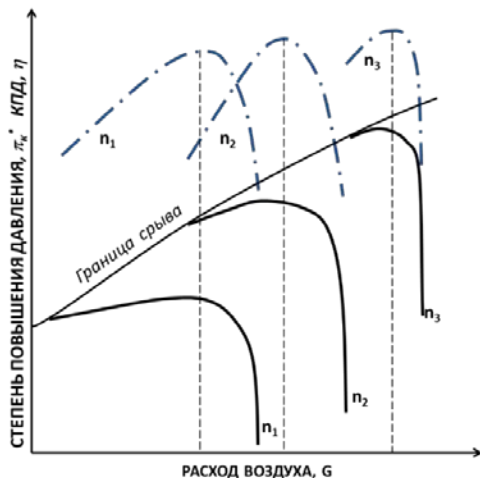


Рис. 1.21. Характеристика компрессора

Характеристика компрессора в виде, показанном на рис. 1.21, неудобна в применении. На практике чаще используют характеристики, представляющие собой зависимость  $\pi_k^* = f(G_B, n)$  с нанесенными на них линиями постоянного КПД  $\eta_k = \text{const}$  (рис. 1.22) [2, 9, 12, 13].

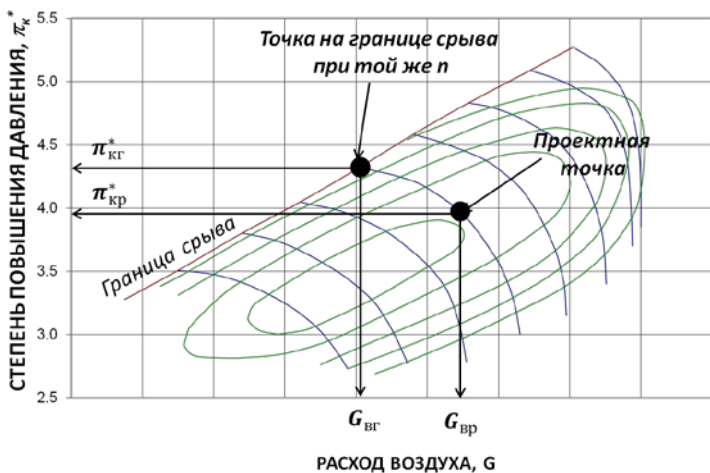


Рис. 1.22. Типовая форма представления компрессора

Линия, соединяющая точки срыва разных напорных линий, образует границу срыва. Работа на режимах, находящихся вблизи нее, сопровождается интенсивными пульсациями потока в компрессоре, резким ухудшением параметров и увеличением нагрузок на лопатки. В этой связи силовые установки стараются проектировать так, чтобы рабочие точки на характеристике компрессора находились достаточно далеко от границы срыва.

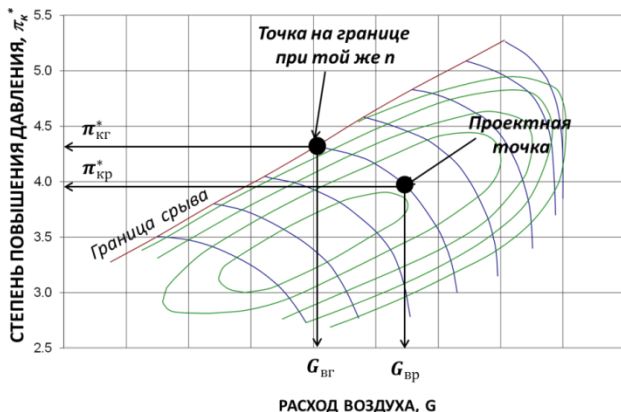


Рис. 1.23. К определению запасов устойчивой работы

Количественная оценка запаса газодинамической устойчивости (запаса до срыва) производится при неизменной частоте вращения  $n = \text{const}$  по коэффициенту газодинамической устойчивости:

$$K_y = \frac{\pi_{кг}^*/G_{вг}}{\pi_{кр}^*/G_{вр}}, \quad 1.22$$

где  $\pi_{кр}^*$ ,  $\pi_{кг}^*$  — степени повышения давления в рабочей точке и на границе устойчивости (срыва) при одинаковой частоте вращения;  
 $G_{вр}$  и  $G_{вг}$  — соответствующие им расходы воздуха (рис. 1.23).

$$\Delta K_y = (K_y - 1) \cdot 100\% \quad 1.23$$

называется *запасом газодинамической устойчивости* (ГДУ) компрессора. Она показывает, на сколько изменяются  $\pi_k^*$  и  $G_B$  при смещении рабочей точки на границу помпажа [11]. Обычно запасы ГДУ составляют 5...20% [2, 9].

### **1.4.3. Универсальные характеристики компрессора**

Характеристики компрессоров часто получают экспериментальным путем. Параметры компрессора, получаемые в эксперименте, существенно зависят от условий, в которых они были получены. Согласно уравнению (1.17), наиболее существенное влияние на степень повышения давления  $\pi_k^*$  оказывает температура входящего воздуха  $T_B^*$ . Например, один и тот же компрессор, испытанный на холодном воздухе, покажет большую степень сжатия  $\pi_k^*$  при одинаковых расходе воздуха  $G_B$  и частоте вращения РК  $n$ , чем в стандартных условиях. Это приводит к тому, что сравнение двух характеристик компрессоров, полученных в разных условиях, некорректно без специальной обработки результатов.

Для того чтобы решить эту проблему, характеристики строят в универсальных или безразмерных параметрах, которые не зависят от условий, в которых они были получены. Преобразование характеристик в универсальный вид основано на теории подобия. Согласно ей, два потока могут считаться подобными при выполнении трех условий [9, 12]:

- геометрического подобия;
- кинематического подобия – подобия полей скоростей;
- динамического подобия – подобия силовых полей.

В лопаточных машинах эти условия выполняются при равенстве в сопоставляемых потоках осевых и окружных чисел Маха  $M_a$  и  $M_u$ . Таким образом, режимы течения в компрессорах с одинаковыми критериями  $M_a$  и  $M_u$  являются подобными. Числа Маха в

эксплуатационной практике не всегда удобны, поэтому зачастую вместо них применяют приведенные скорости  $\lambda_a$  и  $\lambda_u$  [12].

На основе теории подобия возможны два принципиальных варианта построения универсальных характеристик:

- построение характеристик в приведенных параметрах;
- построение характеристик в универсальных параметрах.

Приведенными называются такие значения параметров, которые имели бы место при испытании в стандартных атмосферных условиях (САУ) ( $T_H = 288,16\text{К}$ ,  $p_H = 101325\text{Па}$ ).

Приведение – подход, широко применяемый при проектировании и доводке различных силовых установок. Формулы, которые применяются для определения значений параметров в САУ, были получены на основе теории подобия [11]:

$$G_{\text{впр}} = G_{\text{в}} \frac{101325}{p_H} \sqrt{\frac{T_H}{288}}, \text{ кг/с}; \quad 1.24$$

$$n_{\text{пр}} = n \sqrt{\frac{T_H}{288}}, \frac{\text{об}}{\text{мин}}. \quad 1.25$$

Внешний вид характеристики, построенной в приведенных параметрах (рис. 1.24), мало отличается от обычного вида характеристики (рис. 1.22).

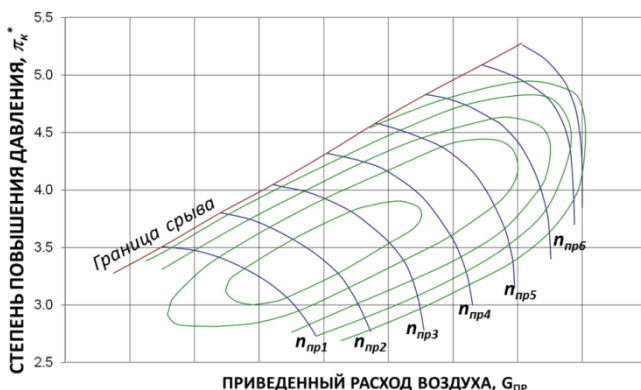


Рис. 1.24. Характеристика компрессора, построенная по приведенным параметрам

При втором подходе вместо обычных переменных на характеристике применяются универсальные переменные, не зависящие от внешних условий:

- вместо расхода рабочего тела  $G_B$  используется комплекс  $\lambda_a \equiv G_B \sqrt{T^*} / p^*$ , который однозначно определяется критерием подобия  $M_a$ , т.е. сам является критерием подобия;
- вместо частоты вращения  $n$  используется комплекс  $\lambda_u \equiv n / \sqrt{T^*}$  или  $u / \sqrt{T^*}$ , который однозначно определяется критерием подобия  $M_u$ , т.е. сам является критерием подобия.

В этом случае внешний вид характеристики, построенной в универсальных параметрах (рис. 1.25), также мало отличается от обычного вида характеристики (рис. 1.22).

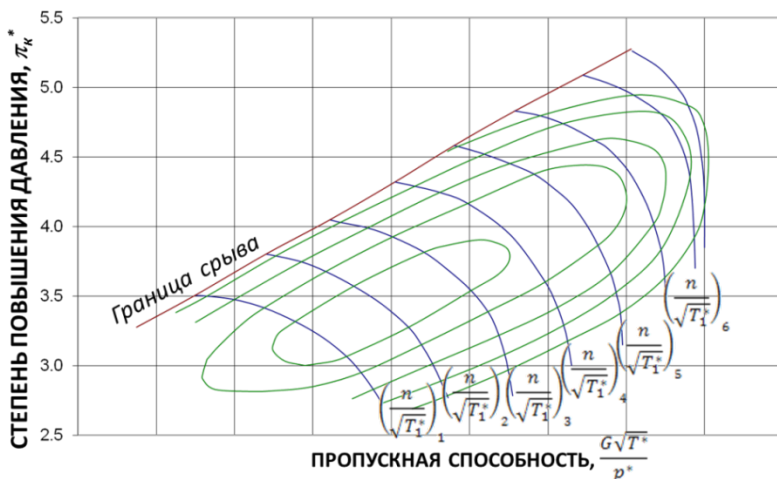


Рис. 1.25. Характеристика компрессора, построенная по универсальным параметрам

## **2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА**

### **2.1. Экспериментальное оборудование, применяемое при изучении рабочего процесса в компрессоре**

Эксперимент позволяет получить наиболее достоверные данные о структуре потока в компрессоре, его параметрах и характеристиках. Вместе с тем экспериментальный способ не лишен недостатков, главными из которых являются дороговизна, большая протяженность во времени и ограниченные возможности средств измерения.

Экспериментальное исследование рабочего процесса центробежного компрессора и получение его характеристик проводятся на специальных стендах. Одна из возможных схем организации стенда, реализованная в лаборатории лопаточных машин на кафедре теории двигателей летательных аппаратов Самарского университета, показана на рис. 2.1 [5]. Внешний вид установки для испытания центробежных микрокомпрессоров показан на рис. 2.2.

Устроен стенд следующим образом. В корпусе 1 на подшипниках располагается вал 3, на правый конец которого насажено рабочее колесо 4 исследуемого компрессора. Его внешний вид показан на рис. 2.3. Чертеж РК исследуемого компрессора приведен на рис. 2.4 [14]. Число лопаток – 12 шт.

Компрессор вращается с помощью воздушной микротурбины 5, рабочее колесо которой насажено на другой конец вала 3.

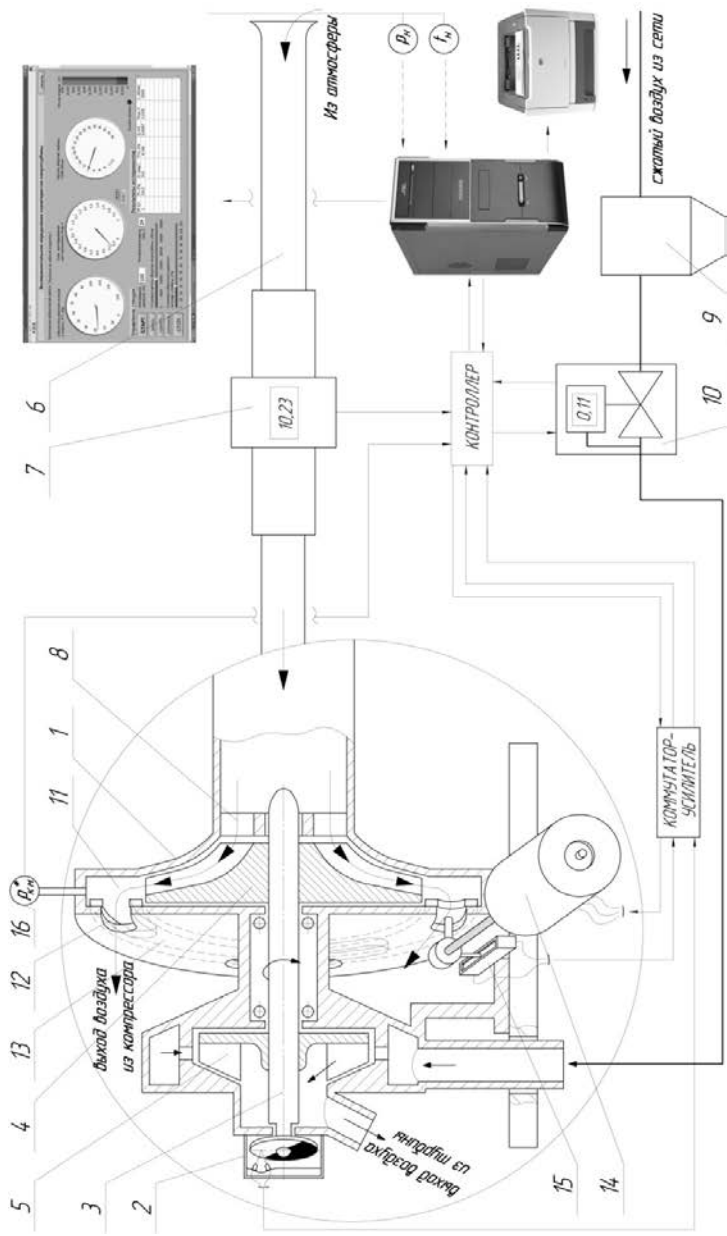


Рис. 2.1. Принципиальная схема стенда для исследования рабочего процесса и получения экспериментальных характеристик центробежного микрокомпрессора [5]





Рис. 2.2. Лабораторная установка для изучения рабочего процесса и снятия характеристик центробежного микрокомпрессора [5]

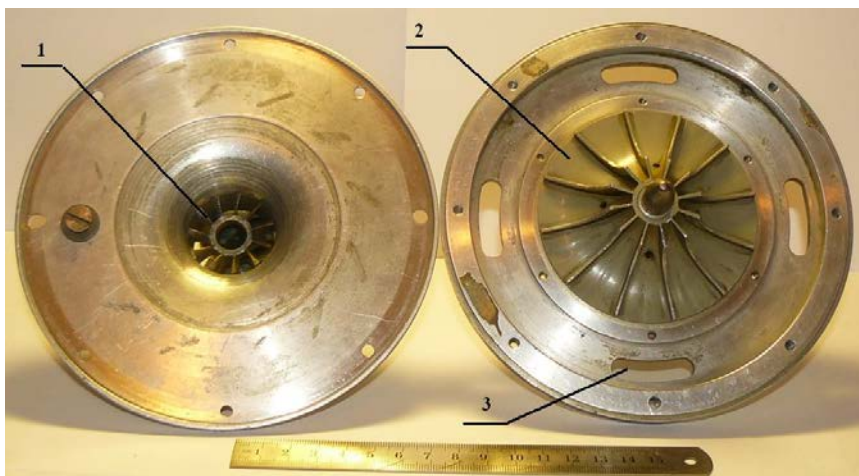


Рис. 2.3. Внешний вид исследуемого центробежного компрессора [5]:  
1 – входной направляющий аппарат; 2 – рабочее колесо; 3 – выпускные окна

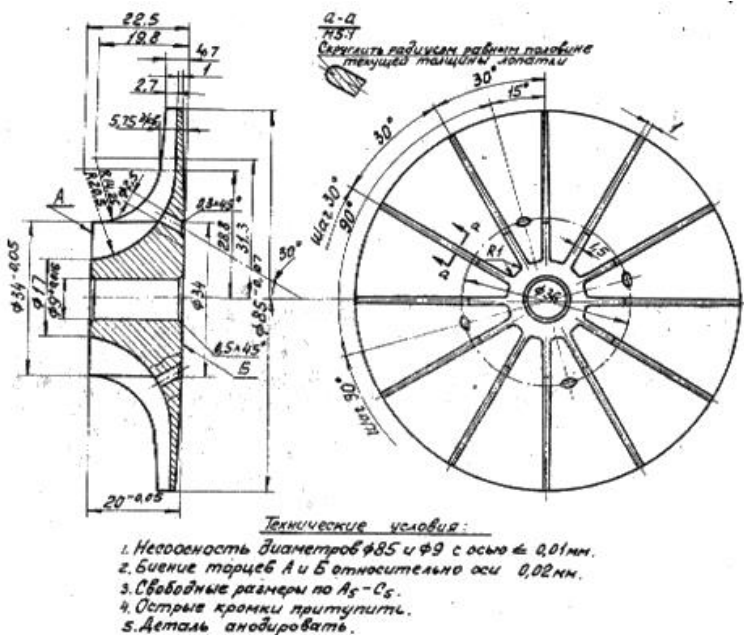


Рис. 2.4. Чертеж рабочего колеса исследуемого компрессора [14]

Турбина приводится в действие сжатым воздухом, который предварительно проходит через фильтр 9 и кран-регулятор 10. Сжатый воздух расширяется в турбине до атмосферного давления  $p_n$ , совершает работу и передает ее через рабочие лопатки вала, заставляя вращаться РК компрессора.

Работает стенд следующим образом. Атмосферный воздух засасывается работающим компрессором. Прежде чем попасть на его вход, воздух проходит мерную трубу 6, в которой установлено расходомерное устройство 7. Для повышения точности замера расхода воздуха через компрессор  $G_v$  труба 6 имеет значительную протяженность, что способствует выравниванию эпюры скоростей перед расходомером 7. На входе в РК установлен входной направляющий аппарат (ВНА) 8 (рис. 2.5), который сообщает потоку

предварительную закрутку. На периферии ВНА угол выхода потока составляет приблизительно  $25^\circ$  (от фронта решетки), на втулке –  $65^\circ$ .

Лопатки рабочего колеса *4* воздействуют на поток и совершают механическую работу, обеспечивая повышение статического давления и абсолютной скорости воздуха. После рабочего колеса *4* воздух попадает в щелевой диффузор *11*, где происходит его торможение в абсолютном движении и преобразование кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления. В завершении сжатый воздух выбрасывается в атмосферу через регулируемые окна *12*. Их площадь может изменяться с помощью диска-дресселя *13*, который перемещается шаговым двигателем *14*. За счет этого регулируется расход воздуха через компрессор  $G_v$ . Дроссель оборудован датчиком обратной связи *15*, который сигнализирует о положениях диска *13*, соответствующих определенным площадям выпускных окон.

Характеристика микрокомпрессора снимается в виде напорных линий при  $n = \text{const}$ . Поддержание заданной оператором частоты вращения  $n$  РК компрессора осуществляется автоматически системой управления стендом посредством изменения подачи питающего воздуха в микротурбину через кран-регулятор *10*.

## 2.2. Параметры, измеряемые в ходе эксперимента

В ходе проведения эксперимента на описанном стенде измеряются следующие параметры, необходимые для изучения рабочего процесса микрокомпрессора, расчета и построения его характеристик [5]:



Рис. 2.5. Внешний вид входного направляющего аппарата

- атмосферные давление  $p_n$  (кПа) и температура  $t_n$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) в лабораторном помещении. При проведении эксперимента считается, что давление и температура на входе в компрессор равны атмосферным;
- избыточное давление на выходе из компрессора  $p_{\text{км}}$ , кПа;
- частота вращения РК компрессора  $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$ .
- объемный расход воздуха через компрессор  $Q_v$ , л/мин;
- полное избыточное давление на входе в приводную микротурбину  $p_{\text{тм}}^*$ , кПа.

Измерения производятся посредством первичных преобразователей. Они преобразуют измеряемые параметры в электрические сигналы, которые обрабатываются автоматизированной системой управления стенда и отображаются на мониторе компьютера в специальной программе (рис. 2.6). Расчет и построение характеристик микрокомпрессора по экспериментальным данным могут быть осуществлены автоматически. Результаты, полученные в ходе эксперимента, выводятся на печать.

**Полное манометрическое (избыточное) давление на выходе из компрессора**  $p_{\text{км}}$  воспринимается чувствительным элементом *16* (рис. 2.1), преобразующим давление газа в электрический сигнал. Первичный преобразователь представляет собой резистор из платины (вольфрама). Под действием давления его сопротивление изменяется, что и регистрируется с помощью измерительного моста Уинстона и потенциометров.

Сигнал обрабатывается аналого-цифровым преобразователем, входящим в состав контроллера (рис. 2.1) автоматизированной системы управления стендом. Полученное числовое значение выводится с помощью программы отображения результатов на экране дисплея в виде стрелочного индикатора *3* (рис. 2.6).

Первичный преобразователь принимает давление через два отверстия в корпусе. Они расположены перпендикулярно направлению движения потока и фактически измеряют статическое давление на выходе из компрессора (рис. 2.7).

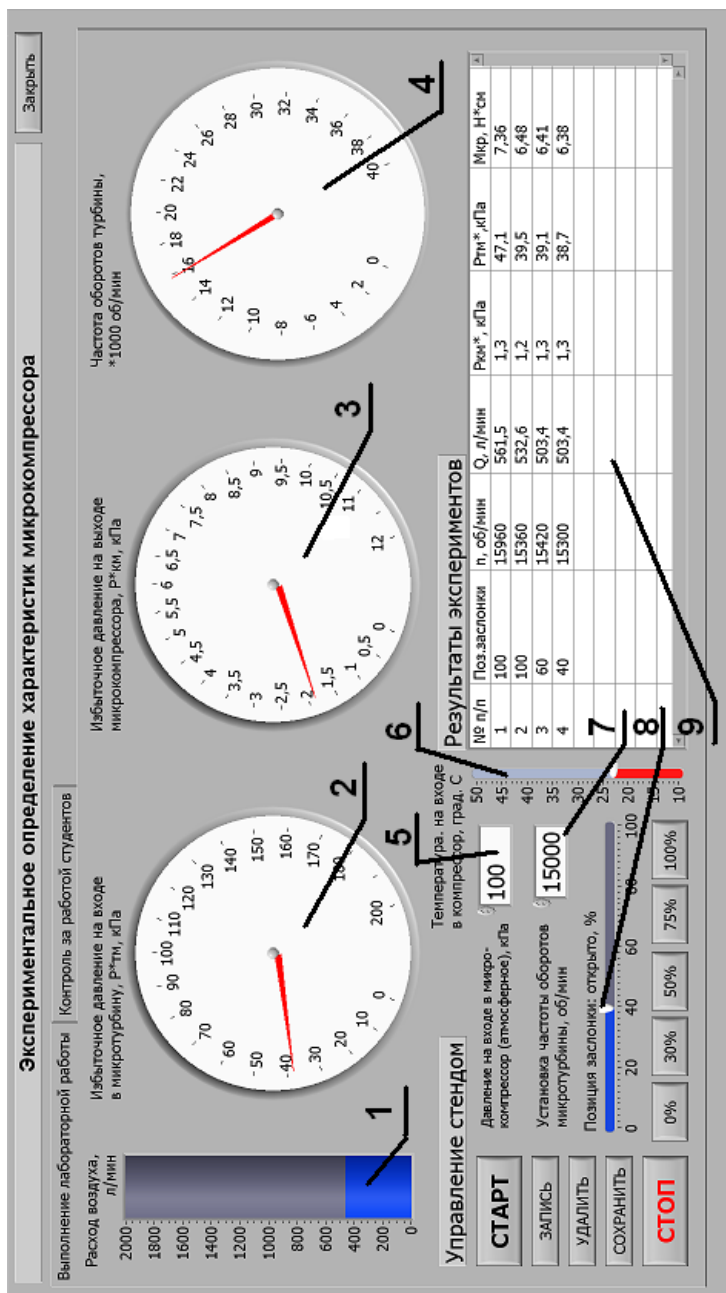


Рис. 2.6. Внешний вид окна программы управления стендом и отображения результатов [5]

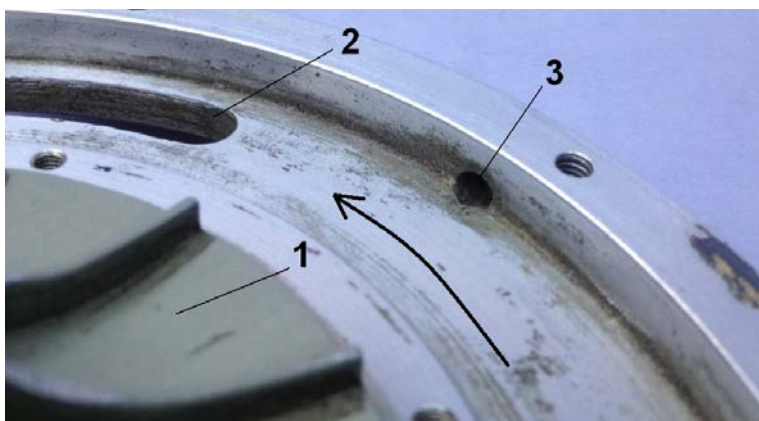


Рис. 2.7. Отбор давления на преобразователь давления:

1 – рабочее колесо; 2 – отверстие выхода потока; 3 – отверстие отбора давления для преобразователя; стрелкой указано примерное направление движения рабочего тела

Трубки отбора давления от двух отверстий соединяются друг с другом перед подключением к первичному преобразователю. То есть, он показывает осредненную величину давления.

При обработке результатов испытания необходимо учитывать, что измеряемое давление является избыточным. Для получения абсолютного давления значение  $p_{\text{км}}^*$  необходимо увеличить на величину атмосферного давления:

$$p_{\text{к}}^* = p_{\text{км}}^* + p_{\text{н}}, \text{ кПа.}$$

*Абсолютное давление рабочего тела на входе в компрессор  $p_{\text{в}}^*$*  принимается равным атмосферному  $p_{\text{н}}$ . Оно определяется с помощью электронного барометра и вводится вручную в поле 5 на экране дисплея (рис. 2.6) перед началом эксперимента. Однако следует помнить, что на входе в РК устанавливается ВНА, длинная труба и вихревой расходомер, который в проточной части имеет плохобтекаемое тело. По этой причине реальное полное давление на входе в компрессор будет меньше атмосферного из-за

гидравлических потерь в указанных элементах. Ориентировочная величина потерь полного давления составляет 3..7 %.

Зная давление на входе и выходе компрессора, легко определить *степень повышения давления* в нем и *идеальную (изоэнтروпическую) работу сжатия*:

$$\pi_{\text{к}}^* = P_{\text{к}}^* / P_{\text{в}}^* ;$$

$$L_{\text{КС}} = c_p T_{\text{н}}^* \left( \pi_{\text{к}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

где  $c_p = \frac{k}{k-1} R = 1005 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$  – теплоемкость воздуха;

$k$  – показатель изоэнтروпы воздуха  $k = 1,4$ .

*Полная температура воздуха на входе в компрессор*  $T_{\text{в}}^*$  равна температуре воздуха в лаборатории  $t_{\text{н}}$ , поскольку не зависит от гидравлических потерь в проточной части входной системы стенда. Атмосферная температура определяется по комнатному термометру и вводится в управляющую программу ползунком 6 (рис. 2.6) перед началом эксперимента.

*Частота вращения* ротора компрессора измеряется бесконтактным способом с помощью фотоэлектрического датчика 2 (рис. 2.1). Испускаемый светодиодом луч отражается от блестящей половины алюминиевого диска и достигает фотодиода, формируя высокий уровень сигнала. В момент прохождения окрашенной половины диска луч не отражается, и на фотодиоде формируется низкий уровень сигнала. Таким образом, за один оборот диска формируется один «гребень» сигнала и одна «впадина». Компьютер подсчитывает количество таких «гребней» или «впадин» за определенное время и вычисляет частоту вращения РК, которая выводится на индикатор 4 (рис. 2.6).

**Объемный расход воздуха через компрессор  $Q_v$**  измеряется косвенно вихревым расходомером 7 (рис. 2.1). Он представляет собой помещенное в поток плохообтекаемое тело в виде усеченной трапециевидальной призмы (рис. 2.8). При ее обтекании образуются вихри (дорожка Кармана), частота схода которых пропорциональна объемному расходу. Она фиксируется двумя пьезодатчиками, фиксирующими пульсации давления. Сигнал, полученный в расходомере, обрабатывается вторичной аппаратурой и выводится на индикатор *I* (рис. 2.6) программы. Значение расхода отображается также на жидкокристаллическом экране, помещенном непосредственно на расходомере.

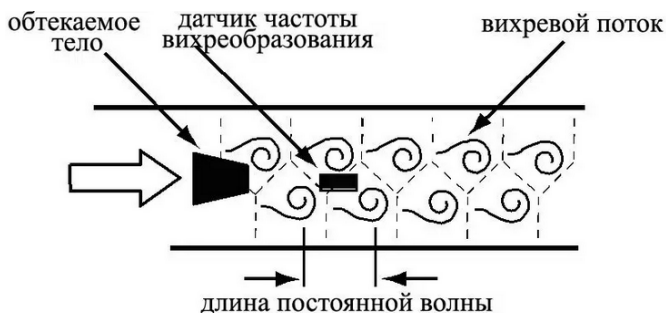


Рис. 2.8. Схема работы вихревого расходомера

Для построения характеристики микрокомпрессора необходимо знать массовый расход, поэтому полученное значение  $Q_v$  необходимо умножить на плотность воздуха на входе в компрессор, вычислив ее предварительно по атмосферным параметрам в соответствии с формулой:

$$\rho_v = \frac{1000 p_H}{RT_H}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

где  $R$  – универсальная газовая постоянная,  $R=287 \text{ Дж/кг}$ ;

$p_H$  – атмосферное давление в кПа.



Массовый расход равен:

$$G_B = Q_B \cdot \rho_B \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

**Полное избыточное (манометрическое) давление перед турбиной**  $p_T^*$  измеряется первичным преобразователем давления, преобразующим давление газа в электрический сигнал. Принцип его действия аналогичен преобразователю давления, установленному в компрессоре. Сигнал обрабатывается аналого-цифровым преобразователем, входящим в состав контроллера (рис. 2.1) автоматизированной системы управления стендом. Полученное числовое значение выводится в окне программы управления стендом в виде стрелочного индикатора 2 (рис. 2.6). При обработке результатов испытания необходимо учитывать, что измеряемое давление избыточное, и для получения его абсолютного значения необходимо к давлению  $p_{TM}^*$  прибавить величину атмосферного давления:

$$p_T^* = p_{TM}^* + p_H, \text{ кПа.}$$

Величина **крутящего момента**  $M_{кр}$ , **затрачиваемого на вращение компрессора**, определяется косвенно следующим образом. На установившемся режиме крутящий момент на валу турбины  $M_T$  равен сумме момента на валу компрессора  $M_k$  и моменту на преодоление трения в подшипниковых опорах  $M_{тр}$ . Однако вследствие того, что момент трения  $M_{тр}$  значительно меньше момента компрессора и турбины, можно принять, что  $M_k = M_T$ . Моментная характеристика турбины  $M_T = f(p_T^*; n)$  определена заранее и представлена на рис. 2.9. По ней находится величина  $M_T$  на основании замеров полного давления на входе в турбину  $p_T^*$  и частоты вращения ротора  $n$ .

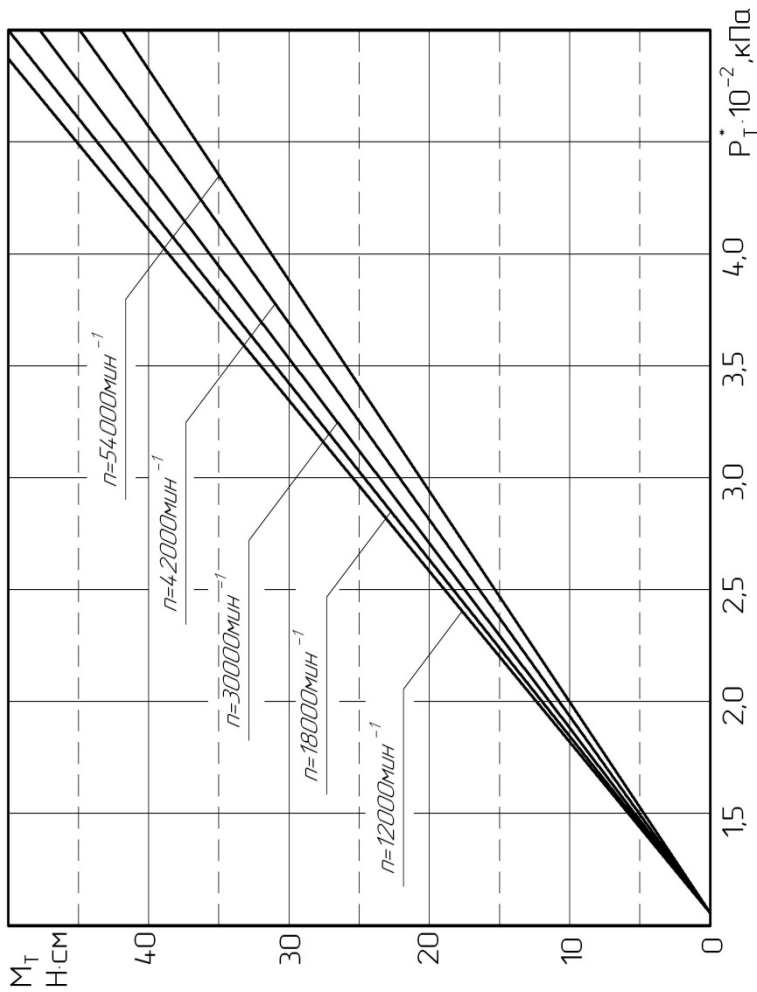


Рис. 2.9. Зависимость крутящего момента турбины  $M_T$  от давления на входе в турбину  $P_T^*$  и частоты вращения ротора [5]

При проведении эксперимента определение момента  $M_T$  происходит автоматически по сигналам от датчиков, измеряющих  $p_T^*$  и  $n$ , после чего значение  $M_T$  вносится в протокол испытаний в размерности *Н·см*.

По величине крутящего момента легко определить мощность, затраченную на вращение компрессора  $N_k$ , а по ней найти затраченный напор  $H_z$  – механическую работу, совершаемую над каждым килограммом сжимаемого воздуха.

$$N_k = M_k \omega = M_k \frac{\pi n}{30}, \text{ Вт};$$

$$H_z = \frac{N_k}{G_B}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения ротора, рад/с;

$n$  – частота вращения ротора,  $\text{мин}^{-1}$ .

Зная величины идеальной и действительной работы микрокомпрессора можно определить его КПД:

$$\eta_k = \frac{L_{KS}}{H_z}.$$

По полученным данным могут быть получены напорные  $\pi_k^* = f(G_B)$  и КПД  $\eta_k = f(G_B)$  характеристики компрессора при фиксированных значениях частоты вращения  $n$  ротора.

### **2.3. Порядок экспериментального исследования рабочего процесса микрокомпрессора и определения его характеристик**

Определение основных параметров исследуемого микрокомпрессора рекомендуется проводить в следующем порядке [5]:

1. Перед началом эксперимента следует убедиться по манометру в наличии сжатого воздуха в пневмосети с давлением не ниже  $200 \text{ кПа}$  ( $2 \text{ кг/см}^2$ ).

2. Включить электропитание стенда, загрузить операционную систему компьютера и программу управления стендом на компьютере.

3. Определить атмосферное давление в помещении по электронному барометру и записать его показания в поле 5 (рис. 2.6) управляющей программы.

4. Определить комнатную температуру по лабораторному термометру и выставить ее значение ползунком 6 (рис. 2.6) управляющей программы.

5. Установить в окне 7 (рис. 2.6) значение частоты вращения рабочего колеса компрессора, при котором определяются характеристики. Частоту вращения рекомендуется выбирать кратной  $2000 \text{ мин}^{-1}$ . По условиям прочности РК и подшипников компрессора не рекомендуется задавать частоту вращения более  $30000 \text{ мин}^{-1}$ .

6. С помощью ползунка 8 (рис. 2.6) выставить значение величины площади открытых окон, соответствующее расходу в первой точке характеристики. На соответствующей шкале  $100 \%$  соответствует полностью открытым окнам (максимальный расход), а  $0 \%$  – полностью закрытым окнам и минимальному расходу воздуха. Рекомендуется начинать эксперимент с максимального расхода  $G_B$  ( $100 \%$ ), а затем его плавно уменьшать.

7. Нажатием кнопки «СТАРТ» начать эксперимент. При этом открывается кран-регулятор 10 (рис. 2.1) и запускается турбина. За ростом частоты вращения можно наблюдать по показаниям стрелки индикатора 4 (рис. 2.6). Когда частота вращения превысит заданное в поле 7 значение, система автоматически уменьшит краном 10 давление питающего воздуха, что снизит ее мощность, и частота вращения станет меньше. Если же частота упала ниже заданной, то система увеличит уровень давления за краном-регулятором 10, повысив мощность турбины и увеличив ее частоту вращения. Не-

обходимо подождать, пока система, пройдя колебательные процессы, выйдет на установившийся режим.

8. Убедившись, что стенд работает на установившемся режиме и значения измеряемых параметров изменяются незначительно, следует нажать кнопку «ЗАПИСЬ». При этом мгновенные значения всех индикаторов сохраняются в таблице 9 (рис. 2.6).

9. Установить ползунком 8 (рис. 2.4) новое значение величины площади открытых окон 12 (рис. 2.1). При этом произойдет рассогласование сигналов ползунка 8 и датчика обратной связи 15 (см. рис. 2.1), который по-прежнему выдает сигнал, соответствующий «старому» положению диска-дросселя 13. Пытаясь скомпенсировать данное рассогласование, система управления подаст сигнал на шаговый двигатель 14, который будет перемещать диск-дроссель 13 до тех пор, пока сигнал с датчика обратной связи 15 не согласуется со значением, заданным ползунком 8 (рис. 2.6). Таким образом, величина площади окон примет заданное значение.

10. Так как при уменьшении площади окон 12 (рис. 2.1) расход воздуха через компрессор уменьшится, то уменьшится и мощность  $N_k$ , необходимая для привода компрессора. Вместе с тем, мощность, вырабатываемая в этот момент турбиной  $N_T$ , еще остается на прежнем уровне. Поэтому происходит кратковременный «заброс» частоты вращения. В этом случае система управления стендом уменьшит давление на входе в турбину, и частота вращения вала  $n$  после нескольких колебаний придет к прежнему значению. Убедившись в том, что процесс установился, следует нажать кнопку «ЗАПИСЬ».

11. Снять необходимое количество точек, повторяя пункт 10, выставляя требуемую площадь окон 12 (рис. 2.1). Снятие характеристики рекомендуется проводить строго в одном направлении, то есть только уменьшая расход, чтобы исключить гистерезисные явления.

12. Закончив эксперимент, следует прекратить подачу воздуха в турбину, нажав кнопку «СТОП». Данные, полученные в ходе работы, необходимо оформить в виде протокола, нажав кнопку

«СОХРАНИТЬ». После этого нужно распечатать несколько экземпляров протокола испытаний.

13. По окончании работы необходимо выключить компьютер и отключить питание стенда.

## 2.4. Методика обработки результатов измерения

На основании полученных при проведении эксперимента результатов проводится расчет основных параметров компрессора.

Учитывая учебный характер эксперимента, для упрощения обработки полученных результатов в приводимой ниже методике принимается ряд допущений. В частности, не учитываются потери в выходной системе, ВНА и при передаче мощности от турбины компрессору. Параметры потока считаются постоянными по сечению, утечки и втекания рабочего тела в проточной части не учитываются. Теплоемкость воздуха считается постоянной.

Все формулы методики были записаны с учетом размерностей получаемых величин, поэтому никаких дополнительных переводов величин из одной системы измерения в другую не требуется [5].

1. Вычисляется значение температуры потока на входе в компрессор в градусах Кельвина:

$$T_{\text{H}} = T_{\text{H}}^* = t_{\text{H}} + 273,15, \text{K}.$$

2. Определяются абсолютные значения полных давлений на выходе из компрессора и на входе в турбину:

$$p_{\text{K}} = p_{\text{KM}} + p_{\text{H}}, \text{кПа};$$

$$p_{\text{T}}^* = p_{\text{TM}}^* + p_{\text{H}}, \text{кПа}.$$

3. Рассчитывается плотность воздуха на входе в расходомерное устройство:

$$\rho_B = \frac{1000 \cdot p_H}{RT_H}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

где  $R$  – универсальная газовая постоянная,  $R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;

$p_H$  – атмосферное давление, кПа.

4. По значению плотности вычисляется величина массового расхода рабочего тела на входе в компрессор с учетом того, что объемный расход определен с помощью расходомера в л/мин:

$$G_B = \frac{Q_B \cdot \rho_B}{60000}, \text{кг/с.}$$

5. При необходимости проверки выданных компьютером значений момента вращения турбины  $M_T$ , он может быть найден с помощью графика на рис. 2.9 по величинам давления на входе в турбину  $p_T^*$  и частоты вращения  $n$ .

6. Исходя из допущения равенства крутящих моментов турбины и компрессора, рассчитывается мощность, затрачиваемая на вращение компрессора, с учетом того, что момент измеряется в  $\text{Н}\cdot\text{см}$ :

$$N_k = M_k \omega = M_k \frac{\pi n}{3000}, \text{Вт.}$$

7. Затраченный напор находится по формуле:

$$H_z = \frac{N_k}{G_B}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

8. Степень повышения давления в компрессоре равна:

$$\pi_k = p_k / p_n.$$

9. Изоэнтروпическая работа микрокомпрессора определяется по соотношению:

$$L_{к\text{с}} = c_p T_n^* \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \frac{\text{Дж}}{\text{кг}},$$

где  $c_p = \frac{k}{k-1} R = 1005 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$  – теплоемкость воздуха;

$k$  – показатель изоэнтропы воздуха  $k = 1,4$ .

10. Находится КПД микрокомпрессора по формуле:

$$\eta_k = \frac{L_{к\text{с}}}{H_z}.$$

По полученным результатам строятся напорная и КПД – характеристики  $\pi_k^* = f(G_B)$  и  $\eta_k = f(G_B)$  микрокомпрессора при заданной частоте вращения вала  $n = \text{const}$ . При построении точек и линий этих зависимостей на едином графическом поле их следует разделять цветом, типом линии или другими способами. Пример построения напорной линии приведен в прил. 1.



### 3. ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

В данном разделе приводится подробная пошаговая технология проведения численного моделирования в программном комплексе *ANSYS CFX* рабочего процесса в ступени модельного центробежного компрессора, описанного в разделе 2.1.

#### 3.1. Стратегия численного моделирования

Для исследования рабочего процесса в ступени модельного центробежного компрессора будет использована расчетная модель, состоящая из двух элементов – доменов (рис. 3.1): рабочего колеса и выходной области. Домен РК будет рассчитываться в подвижной системе координат (СК), вращающейся с частотой вращения ротора. Выходная область рассматривается в стационарной СК. Данные о параметрах потока из первой расчетной области во вторую передаются с помощью интерфейса *Stage*. При таком подходе на выходной границе первого по ходу течения домена формируется осредненное в окружном направлении поле параметров потока. Оно используется в качестве входного граничного условия на входе в область, расположенную ниже по течению.

Геометрия лопаток РК будет создана в программе *BladeGen* по имеющемуся чертежу (рис. 2.4). Затем информация о форме рабочих лопаток будет передана в программу *TurboGrid*, где в автоматическом режиме сформируется геометрия расчетной области РК и гексаэдральная структурная сетка конечных элементов для нее. При создании расчетной области РК будет учитываться наличие радиального зазора величиной  $0,3$  мм над верхним торцом лопатки. Для сокращения числа конечных элементов и потребных ресурсов домен РК будет состоять только из одного межлопаточного канала с периодическим граничным условием на боковых границах.

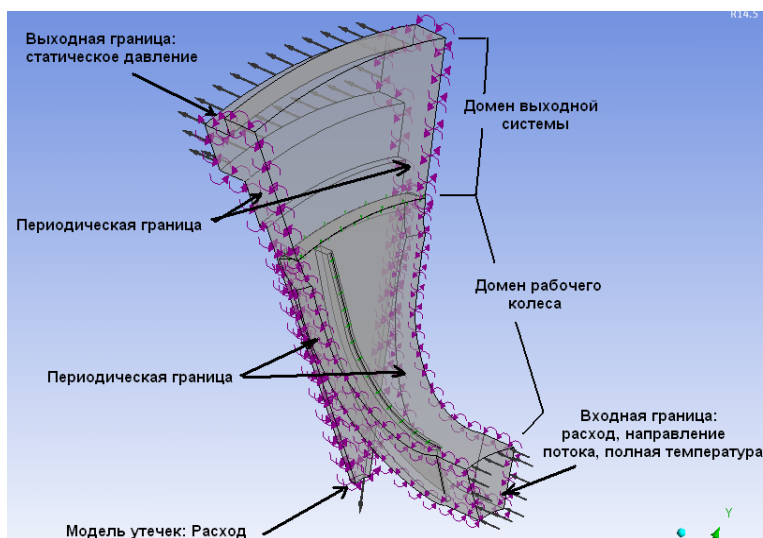


Рис. 3.1. Расчетная модель центробежного компрессора

Расчетная область, соответствующая выходной системе компрессора, будет сформирована в программе *Design Modeler* и разбита структурной сеткой конечных элементов в программе *Ansys Meshing*. При создании расчетной модели выходной области для упрощения вместо фигурного отверстия (рис. 2.3) будет смоделирована кольцевая щель. Кроме того, в данной расчетной области будет выполнена полость, расположенная между диском РК и корпусом, что позволит в расчете учесть потери дискового трения и смоделировать утечку рабочего тела. Для сокращения числа конечных элементов и потребных ресурсов компьютера расчетная область выходной системы компрессора будет выполнена в виде сектора  $1/12$  (совпадает с периодичностью области РК) окружности с периодическим граничным условием на боковых границах.

В качестве рабочего тела в расчете будет использоваться идеальный газ со свойствами сухого воздуха. При этом будет учитываться, что его теплоемкость и динамическая вязкость меняются в зависимости от температуры.

В качестве граничных условий на входе в расчетную область будут задаваться величина расхода рабочего тела  $G$ , принятая по результатам эксперимента, полная температура поступающего воздуха  $T^*$ , равная атмосферной, и направляющие косинусы угла входа потока  $\alpha$ . Их значения принимаются по величинам выходных лопаточных углов ВНА. На выходной границе задается статическое давление  $p$ , величина которого принимается по экспериментальным данным.

Численное исследование рабочего процесса в ступени центробежного компрессора в данном учебном пособии будет рассматриваться с данными, приведенными в таблице 3.1.

Таблица 3.1. Исходные данные для моделирования, принятые в данном учебном пособии

Число лопаток, шт.	Частота вращения, об/мин	Массовый расход, кг/с	Полная температура на входе, К	Статическое давление на выходе, Па
12	25000	0,0014	296	102700

Внешний вид расчетной модели рабочего процесса исследуемого компрессора с нанесенными граничными условиями приведен на рис. 3.1.

Ниже приводится технология проведения численного моделирования рабочего процесса в ступени модельного центробежного компрессора в программном комплексе *ANSYS CFX* с использованием программной оболочки *Workbench 14.5*.

## 3.2. Подготовительные операции

**Шаг 1.** Запустить программу *ANSYS Workbench* из меню «Пуск» ОС «Windows»:

*Пуск* → *Программы* → *Ansys 14.5* → *Workbench 14.5*,

либо нажатием на соответствующий ярлык на рабочем столе (если он имеется, по умолчанию его нет). После этого появится рабочее окно программы, которое показано на рис. 3.2.

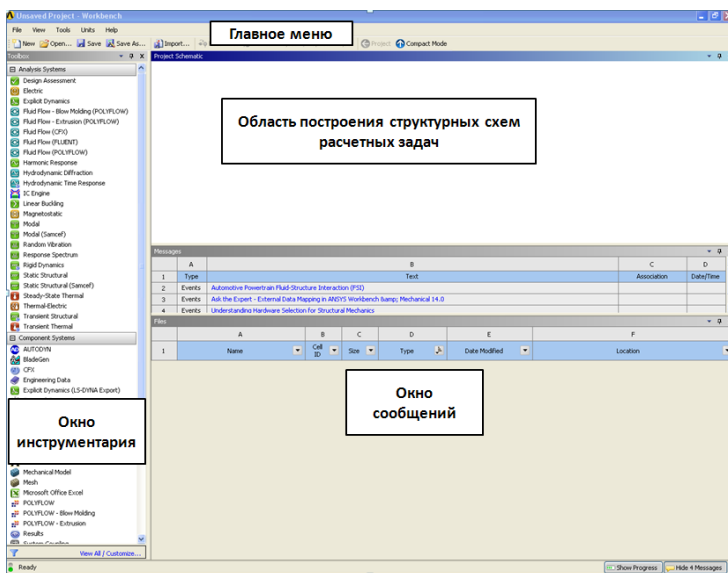



Рис. 3.2. Окно программы *ANSYS Workbench*

**Шаг 2.** Присвоить имя новому проекту (модели), щелкнув ЛКМ на кнопке *Save As*  *Save As...* в главном меню *ANSYS Workbench*, в появившемся меню «Сохранить как» указать желаемое расположение проекта на диске компьютера и его имя, например, *compressor* (рис. 3.3).

В указанном месте будет создан управляющий файл с расширением *\*.wbpj* и папка с тем же именем, куда будут записываться файлы, содержащие информацию об элементах проекта.

Важно помнить, чтобы перенести модель на другой компьютер, необходимо копировать туда управляющий файл с расширением *\*.wbpj* и одноименную папку.

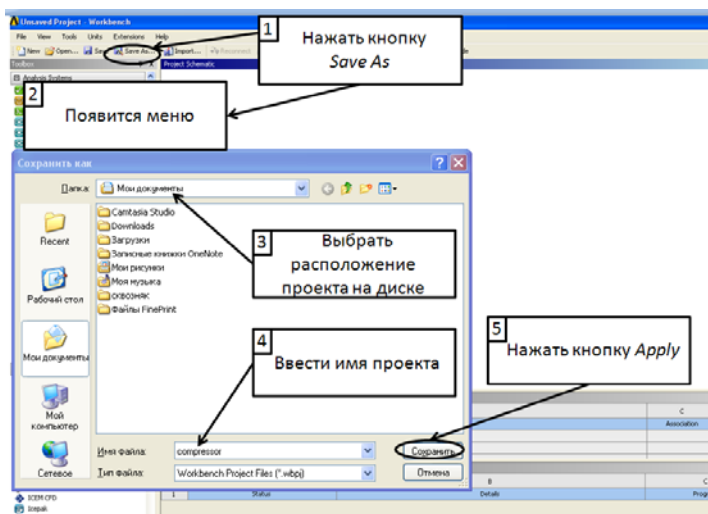


Рис. 3.3. Присвоение имени новому проекту

### 3.3. Создание геометрической модели рабочей лопатки в программе BladeGen

**Шаг 1.** Подключить программу *BladeGen* к решению текущего проекта, перетащив элемент *BladeGen* из подгруппы элементов *Component Systems* окна инструментария (рис. 3.2) в область построения структурных схем *ANSYS Workbench* (рис. 3.4).

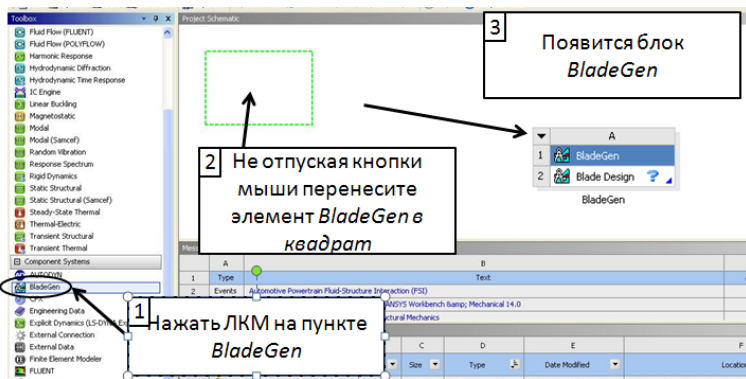


Рис. 3.4. Подключение программы *BladeGen* к решению текущего проекта

**Шаг 2.** Запустить программу *BladeGen*, дважды щелкнув ЛКМ на меню *Blade Design* в блоке *BladeGen* в области построения структурных схем *ANSYS Workbench* (рис. 3.5). В результате появится окно программы (рис. 3.6).



Рис. 3.5. Запуск программы *BladeGen*

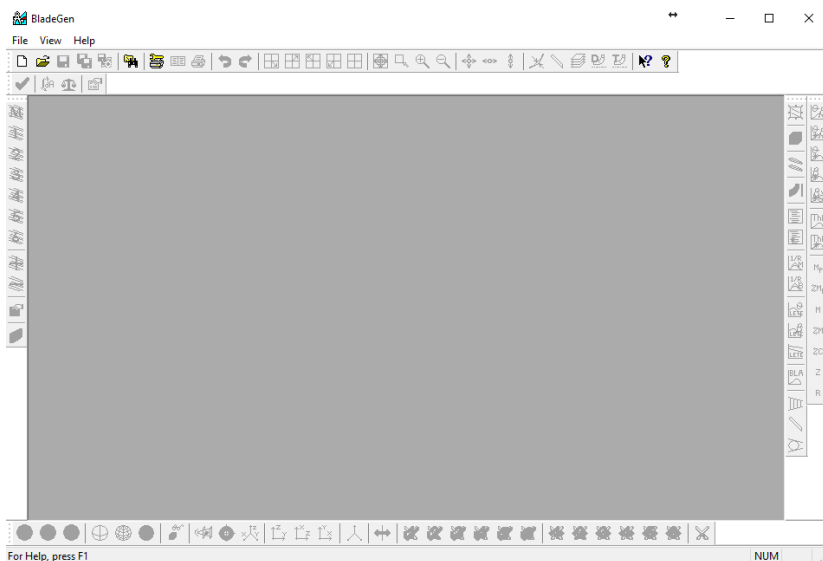



Рис. 3.6. Окно программы *BladeGen*

**Шаг 3.** Создать новый проект, нажав кнопку *New BladeGen File*  (создание нового проекта). В появившемся окне *Initial Meridional Configuration Dialog* выбрать создание РК ЦБК, выбрав вкладку *Radial Impeller* (рис. 3.7).

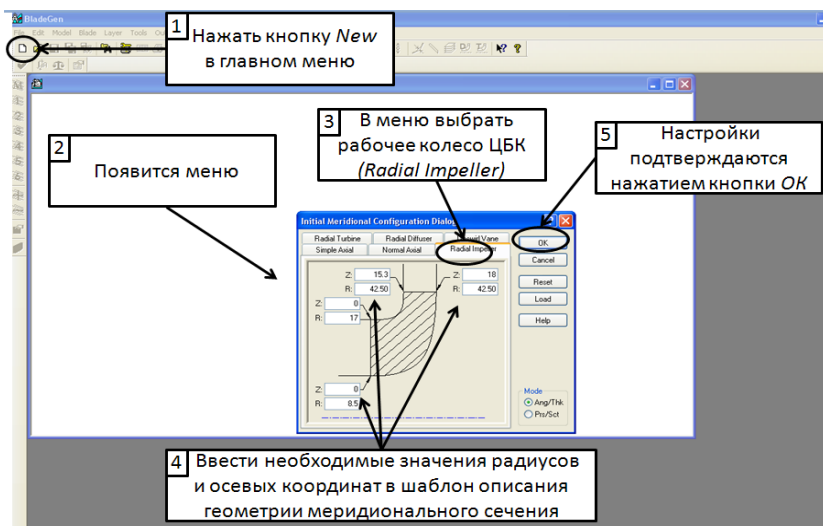


Рис. 3.7. Выбор типа лопаточной машины и ввод координат входной и выходной границ в меридиональном сечении

**Шаг 4.** Ввести координаты входной и выходной кромок проектируемой лопатки в меридиональном сечении. Координаты границ моделируемого компрессора приведены на рис. 3.8. Выбрать режим (*Mode*) задания параметров лопатки *Ang/Thk*. Подтвердить ввод данных нажатием кнопки *OK*.

Важно помнить, что при вводе цифровых значений в *BladeGen* разделителем целой и дробной части числа должна быть обязательно точка. Геометрическая модель также изначально строится в безразмерных единицах длины,

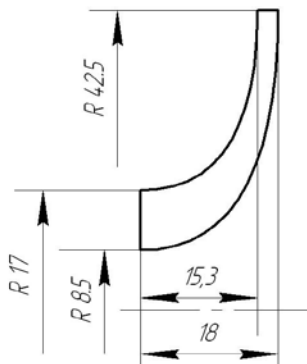


Рис. 3.8. Схема с основными размерами меридионального сечения проточной части

которые необходимо будет задать перед выходом после окончательного построения лопатки.

**Шаг 5.** В следующем диалоговом окне *Initial Angle/Thickness Dialog* задать число лопаток. Для этого в поле *#Blades* ввести число лопаток РК (рис. 3.9), в моделируемом компрессоре их 12. В зависимости от варианта задания студент должен ввести требуемое число лопаток. Подтвердить ввод данных нажатием кнопки *OK*, после чего появится рабочее окно (рис. 3.10).

Остальную информацию (толщина и угловая протяженность лопаток в тангенциальном направлении) можно игнорировать, она будет отредактирована позднее.

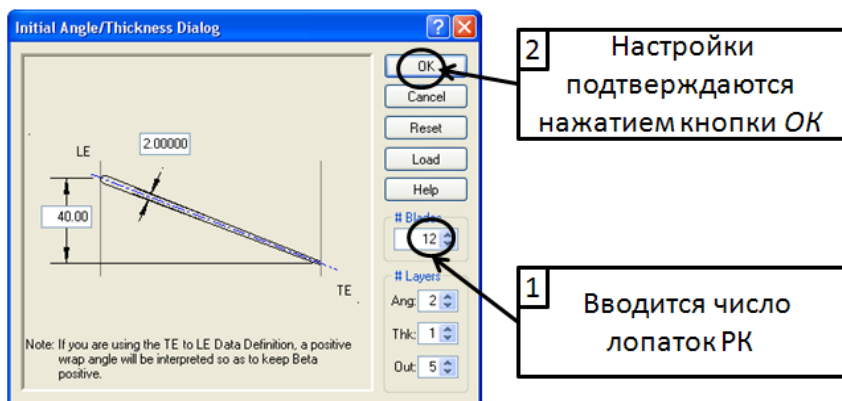


Рис. 3.9. Указание числа лопаток

**Шаг 6.** Коррекция входной границы расчетной области.

В программе *BladeGen* описывается не только геометрия лопатки, но и границы расчетной области, которая будет создана при численном моделировании процессов газовой динамики в рассматриваемой турбомашине.



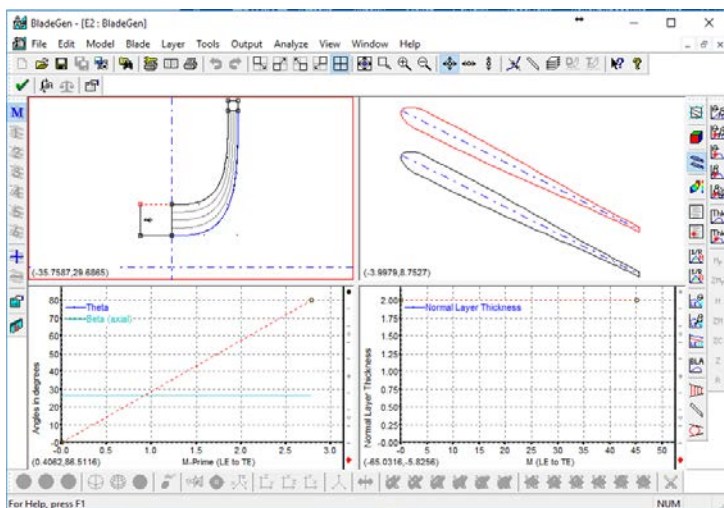


Рис. 3.10. Результаты заполнения шаблона на рис. 3.9

Для создаваемой модели РК ЦБК входную границу отодвинуть от входных кромок лопатки на 8.5 мм, двойным щелчком ЛКМ на одной из точек входной области (например, верхней) открыв диалоговое окно *Point Location Dialog* и введя координату (-8.5) в поле *Horizontal*. Подтвердить изменения нажатием кнопки *OK*.

Аналогичные настройки сделать и для нижней точки входной границы (рис. 3.11).

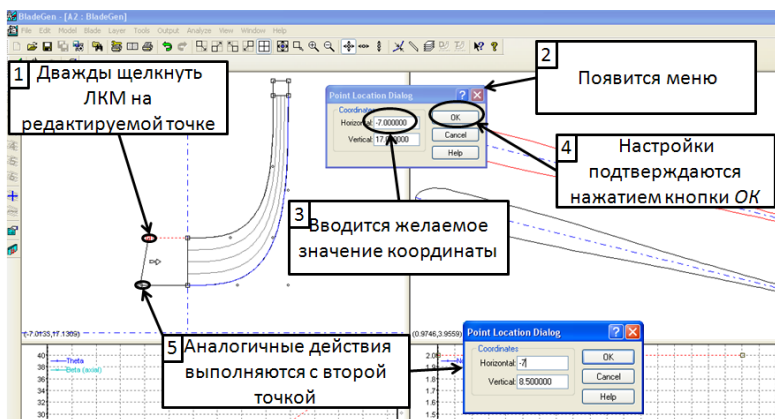


Рис. 3.11. Коррекция входной границы

**Шаг 7.** Скорректировать выходную границу расчетной области РК относительно принятого в автоматическом режиме значения и разместить на радиусе 45мм. Убедиться, что осевые размеры не были изменены и соответствуют принятым ранее значениям (рис. 3.8).

Следует помнить, что именно по этой границе будет проводиться стыковка с доменом выходной системы и размеры двух областей должны совпадать.

### **Шаг 8.** Коррекция формы меридиональных обводов.

На данном этапе размеры входной и выходной кромки лопатки полностью заданы и соответствуют чертежным размерам исследуемого компрессора. Однако форма меридионального обвода сформирована автоматически средствами *BladeGen* и не отражает реальности. Для того чтобы скорректировать втулочный и периферийный обводы РК в соответствии с рабочим чертежом, необходимо выполнить следующие действия (рис. 3. 13):

- выделить щелчком ЛКМ периферийный обвод;
- щелкнуть ПКМ → *Convert Points to...* → *Spline Curve Points...*  
С помощью данной команды линия, описывающая обвод, будет преобразована в сплайн;
- в появившемся диалоговом окне *Point Count Dialog* задать число точек (*#Points*), по которым будет строиться сплайн, равным 8 (восемью);
- подтвердить изменения нажатием кнопки *OK*. В результате выполнения данной настройки выбранная линия поменяет вид и на ней появятся 8 точек, включая концевые (рис. 3.13);
- скорректировать координаты точек в соответствии с чертежом, дважды щелкнув ЛКМ на редактируемой линии (вне точек), и в появившемся диалоговом окне *Segment Point List Dialog* ввести значения из табл. 3.1 (рис. 3.14). Подтвердить изменения нажатием кнопки *OK*.

**Шаг 9.** Скорректировать форму второго меридионального обвода аналогичным образом, используя значения из табл. 3.2.

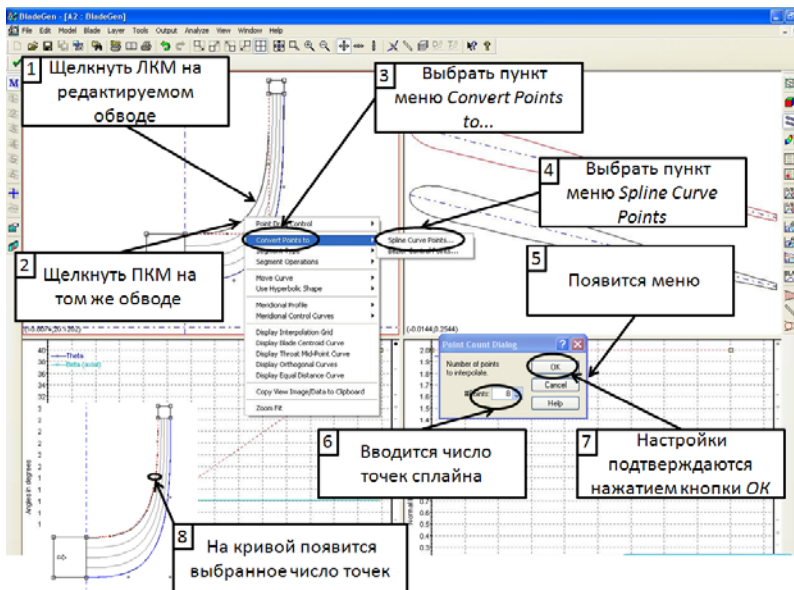


Рис. 3.13. Указание числа точек сплайна на периферийном обводе

Таблица 3.2. Координаты точек меридиональных обводов рабочего колеса

Периферийный обвод			Втулочный обвод		
№ точки	Горизонтальная координата	Вертикальная координата	№ точки	Горизонтальная координата	Вертикальная координата
1	0	17	9	0	8.5
2	4.77717	17.7109	10	5.93696	10.1123
3	9.38	20.34	11	12.85	15.26
4	12.0561	23.7473	12	14.7679	18.3209
5	14.25	28.8	13	16.843	24.1148
6	14.56	32.8504	14	18	31.3
7	14.93	37.6726	15	18	36.3415
8	15.3	42.5	16	18	42.5

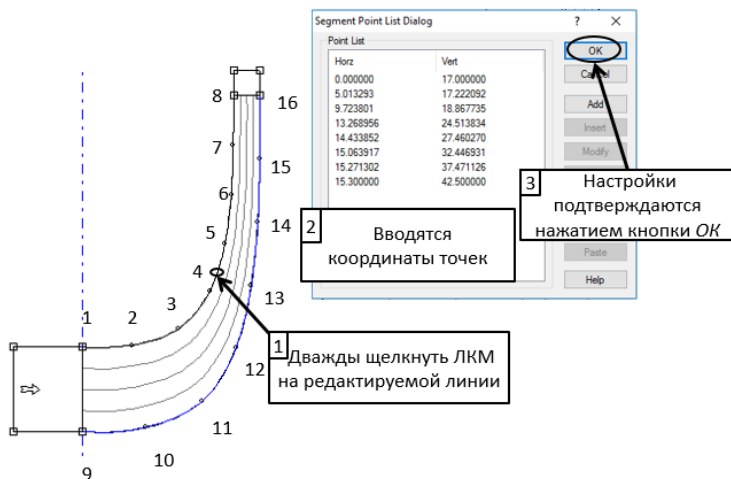



Рис. 3.14. Редактирование координат точек, лежащих на меридиональных обводах

### Шаг 10. Выбор редактируемых сечений.

Программа *BladeGen* по умолчанию строит геометрию лопатки по пяти сечениям по высоте. Однако модель можно настроить таким образом, чтобы форма лопатки задавалась только по двум (либо по другому произвольному числу) сечениям.

Поскольку РК ЦБК, расчетная модель которого строится, имеет простую форму с незакрученными лопатками постоянного по высоте сечения, то для их описания будет достаточно задать геометрию лопатки в одном сечении.

Для задания редактируемого сечения необходимо:

- открыть диалоговое окно *Layer Control Dialog*, нажав кнопку *Output Layer Control*  в главном меню (рис. 3.15);
- на вкладке *Ang. Crv* выбрать только втулочное (*span 0.0*) или периферийное (*span 1.0*) сечение;
- на вкладке *Thk. Crv* выбрать только то же самое сечение, что на предыдущей вкладке;
- на вкладке *Output* выбрать все сечения для отображения информации в окне программы;
- подтвердить изменения нажатием кнопки *OK*.

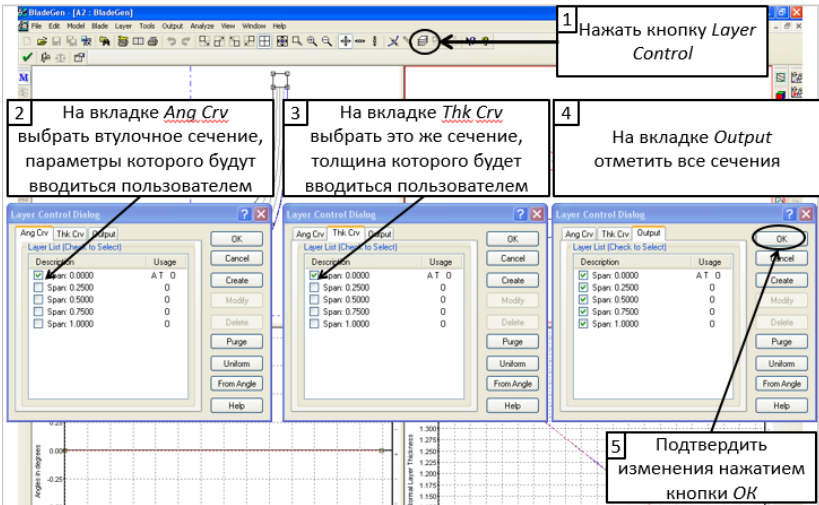


Рис. 3.15. Настройки меню *Layer Control*

Обратите внимание на то, что номера сечений зашифрованы в вертикальной шкале, находящейся в правой части окна *Blade Angles* в виде точек. Крупные точки соответствуют сечениям, которые пользователь может редактировать вручную. Малые точки принадлежат тем сечениям, параметры которых рассчитываются в автоматическом режиме и не могут быть отредактированы. Выбранное в текущий момент времени сечение выделяется красным цветом. Нижние точки соответствуют втулочным сечениям, верхние – периферийным (рис. 3.16).

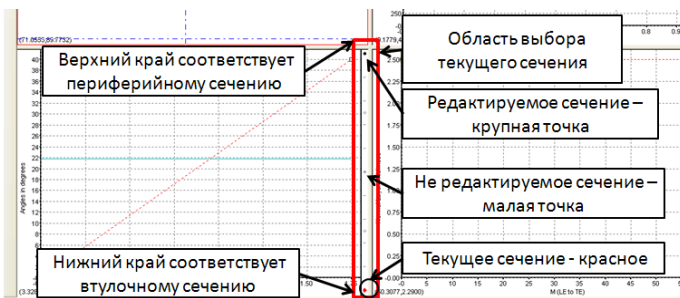


Рис. 3.16. Выбор редактируемого сечения

Для выбора редактируемого сечения на точке, которая ему соответствует, следует щелкнуть ЛКМ. Цвет точки изменится на красный.

Выбрать и просмотреть график изменения параметров можно для любого сечения, однако провести редактирования параметров можно только в сечениях, обозначенных крупными точками.

**Шаг 11.** Задание величин лопаточных углов РК на входе и выходе.

При автоматическом построении лопатки по шаблону программа *BladeGen* принимает значения лопаточных углов произвольным образом, поэтому необходимо привести их к требуемым значениям. При этом следует помнить о том, что углы потока во входном сечении могут быть различны в разных сечениях по высоте лопатки.

**Важно.** В программе *BladeGen* величины лопаточных углов задаются от оси лопаточной машины.

Для задания величин лопаточных углов РК на входе и выходе необходимо:

- щелкнуть ПКМ на поле графика *Blade Angles* (левый нижний угол окна программы) → *Adjust Blade Angle* (рис. 3.17);
- в диалоговом окне *Blade Angle Dialog* на вкладке *Leading Edge* ввести параметры входной кромки: угловое положение входной кромки, равное  $0$ , в поле *Theta* и значение входного конструктивного угла лопатки в рассматриваемом сечении, равное  $90^\circ$ , измеренного от фронта решетки (что характерно для российской практики), в поле *Tang Beta* (рис. 3.18);
- на вкладке *Trailing Edge* ввести угловое положение выходной кромки, равное  $0$ , в поле *Theta*, значение выходного конструктивного угла на выходе РК, равное  $90^\circ$ , в поле *Tang Beta* (рис. 3.18);
- подтвердить изменения нажатием кнопки *OK*.

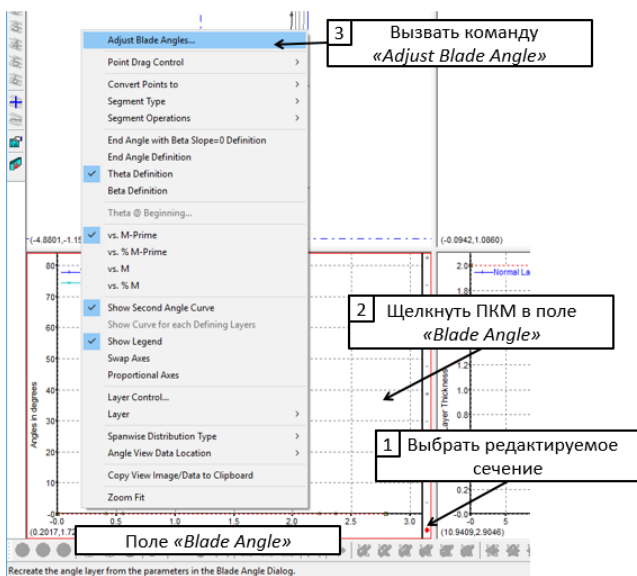


Рис. 3.17. Вызов меню редактирования лопаточных углов

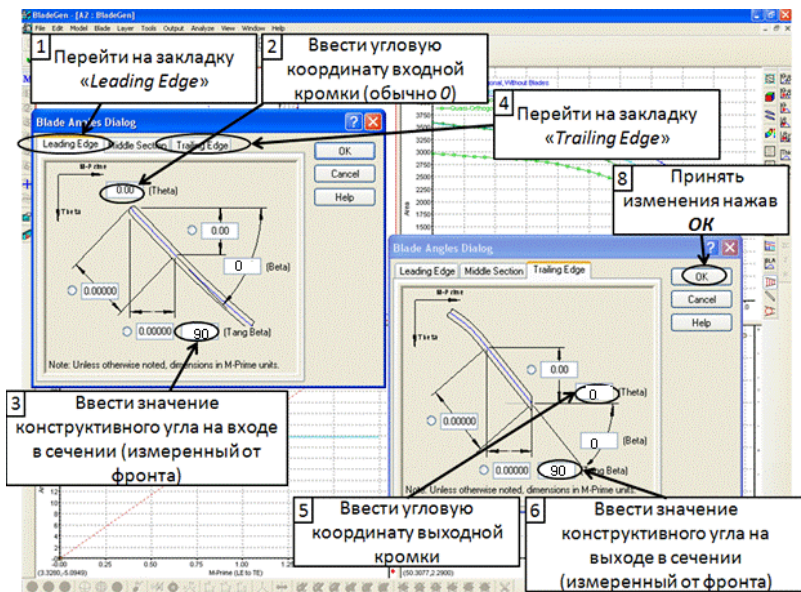


Рис. 3.18. Ввод значений лопаточных углов РК на входе и выходе

**Шаг 12.** Коррекция распределения изменения лопаточного угла вдоль проточной части.

После выполнения предыдущей команды в поле графика *Blade Angles* появится зависимость изменения лопаточного угла *Beta* и угловой координаты *Theta* вдоль хорды лопатки (рис. 3.19).

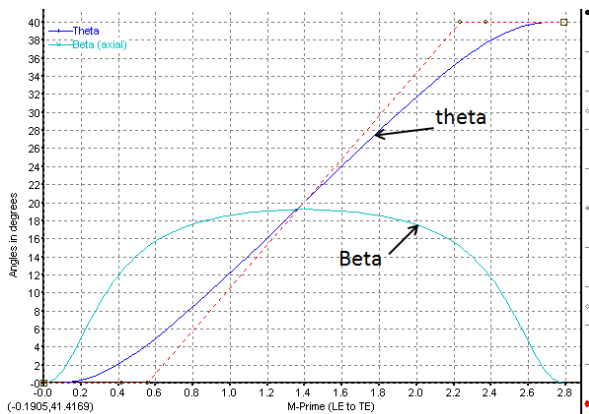


Рис. 3.19. Результат выполнения шага 11

Как видно из рис. 2.3, лопатка моделируемого РК имеет на всем протяжении вдоль хорды один и тот же лопаточный угол  $90^\circ$ . В тоже время, из рис. 3.19 видно, что после выполнения предыдущей команды имеет место некое сложное распределение лопаточного угла (*Beta*) вдоль хорды. Поэтому на следующем этапе необходимо скорректировать распределение лопаточного угла в соответствии с реальностью. Для этого следует выполнить следующие действия:

- щелкнуть ПКМ поле графика *Blade Angles* → выбрать пункт *Beta Definition* (рис. 3.20), тем самым выбрав для редактирования график *Beta* (рис. 3.19);
- щелкнуть ПКМ поле графика *Blade Angles* → выбрать пункт *Convert Points to...* → выбрать *Spline Curve Points* (рис. 3.21), тем самым преобразовав линию, описывающую обвод, в сплайн;
- задать число точек, по которым будет строиться сплайн, равное двум;
- подтвердить изменения нажатием кнопки *OK*.



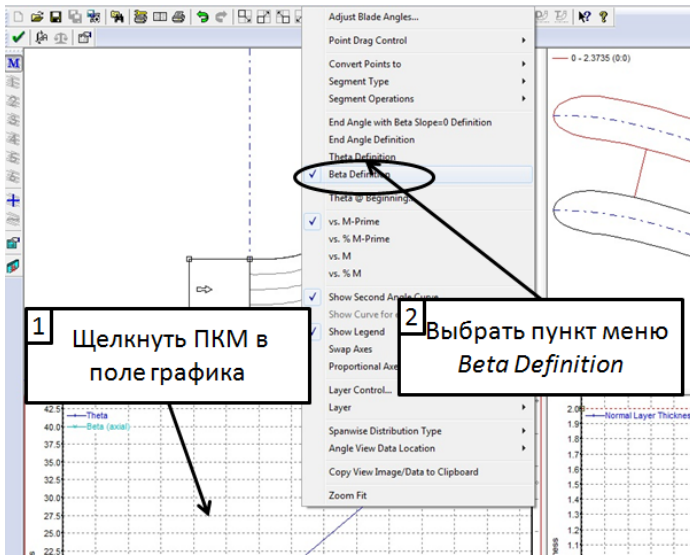


Рис. 3.20. Выбор графика *Beta* для редактирования

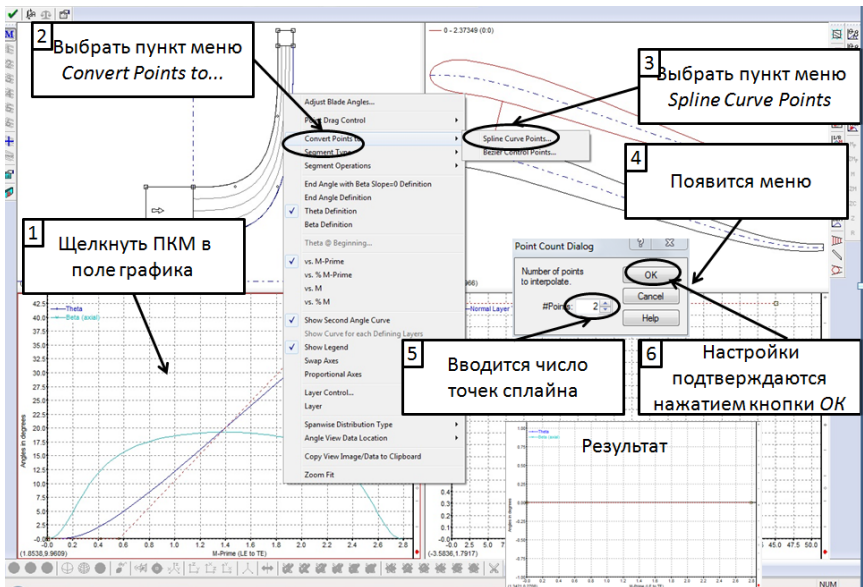


Рис. 3.21. Коррекция распределения изменения лопаточного угла вдоль хорды лопатки

### Шаг 13. Задание толщины лопатки РК.

После автоматического построения РК с лопатками постоянной толщины как по длине, так и по радиусу лопатки, толщина лопатки соответствует величине, заданной в шаблоне на рис. 3.9.

Рабочая лопатка моделируемого компрессора (рис. 2.4) у входной кромки имеет толщину 1,5 мм, а у выходной 1 мм. Для изменения толщины лопатки необходимо выполнить:

- дважды щелкнуть по левой точке (входная кромка) в окне *Thickness* (правый нижний угол окна программы);
- в появившемся диалоговом окне *Angle/Thickness Point Location...* задать толщину лопатки вблизи входной кромки в поле *Thickness* равной 1,5 мм (рис. 3.22);
- подтвердить изменения нажатием кнопки *OK*;
- аналогичным образом следует указать толщину лопатки вблизи выходной кромки равной 1 мм.

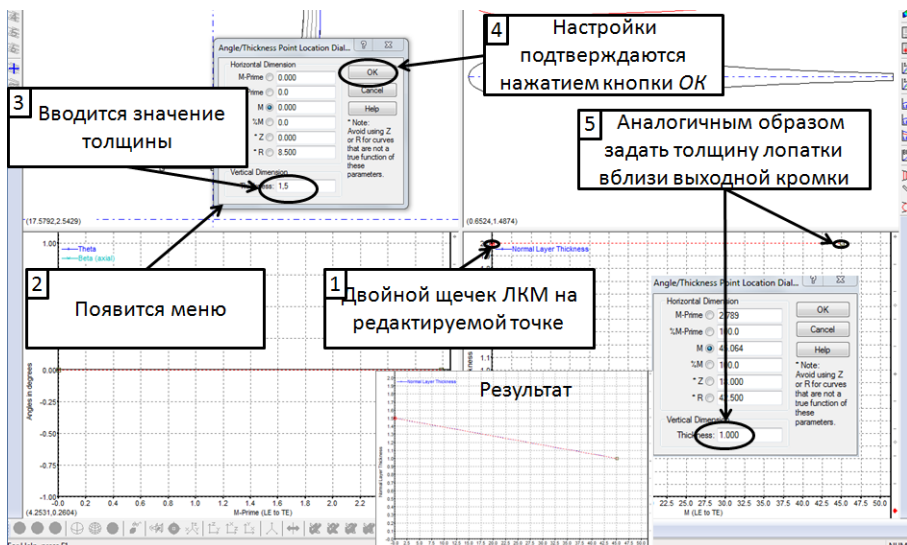



Рис. 3.22. Коррекция толщины лопатки

На данном этапе геометрия рабочей лопатки полностью описана, и пользователь может увидеть внешний вид полученного РК. Для этого необходимо нажать кнопку *3D View*  в вертикальном меню, расположенном в правом верхнем углу (рис. 3.23).

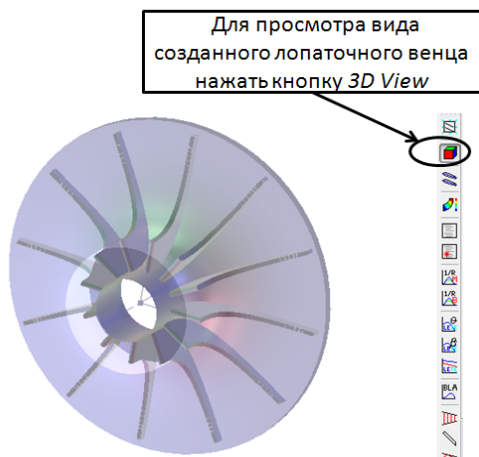




Рис. 3.23. Просмотр геометрии полученного лопаточного венца

**Шаг 14.** Выбор единиц измерения и настроек сохранения модели (рис. 3.24):

- нажать кнопку  в верхнем меню;
- в появившемся диалоговом окне *Model Property Dialog* в поле *Component Type* выбрать тип турбомшины компрессор *Compressor*;
- в поле типа турбомшины *Configuration Type* указать радиальное направление движения рабочего тела *Radial*;
- в поле единицы измерения *Model Units* задать миллиметры *ММ*;
- подтвердить изменения нажатием кнопки *ОК*.

Это необходимо для корректной передачи созданной геометрии в программу *TurboGrid*, где будет производиться построение сетки конечных элементов.

**Шаг 15.** Сохранить модель, нажав кнопку *Save* , и закрыть программу *BladeGen*.

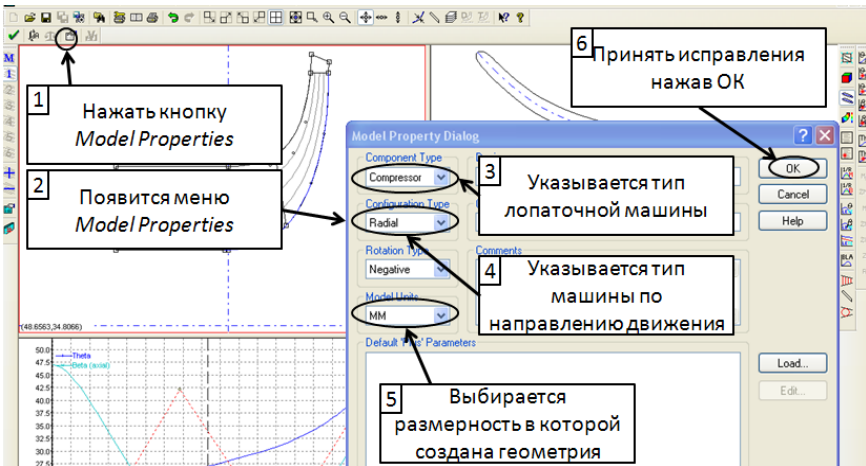


Рис. 3.24. Указание единиц измерения, в котором создавалась модель

### 3.4. Построение расчетной модели рабочего колеса и разбиение ее сеткой конечных элементов

**Шаг 1.** Передать геометрию созданного лопаточного венца в программу *TurboGrid* для построения сетки конечных элементов:

- в окне проекта *Workbench* в блоке *BladeGen* щелкнуть ПКМ на пункте *Blade Design* → *Transfer Data to New (передать данные)* → *TurboGrid* (рис. 3.25);

После этого в структурной схеме, правее блока *BladeGen*, появится блок *Turbo Grid*, связанный с первым блоком *BladeGen* (рис. 3.26).

**Шаг 2.** Запустить программу *TurboGrid*, дважды щелкнув ЛКМ на пункте *Turbo Mesh*, в эту программу будет автоматически загружена геометрия лопатки, и на ее основе будет сформирована геометрия расчетной области (рис. 3.27).

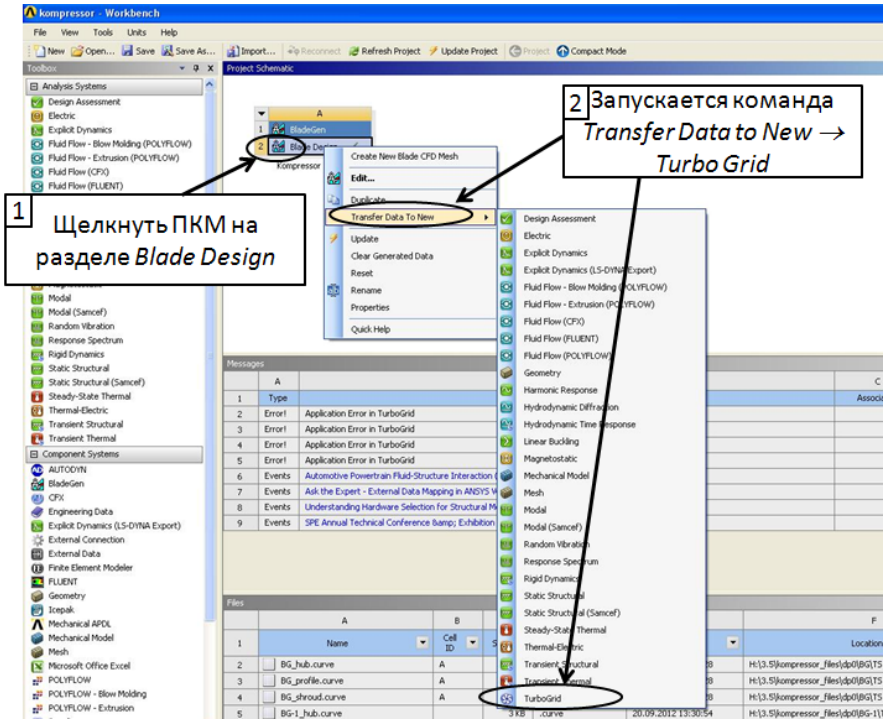


Рис. 3.25. Установление связи программ *BladeGen* и *TurboGrid* в *Ansys Workbench*

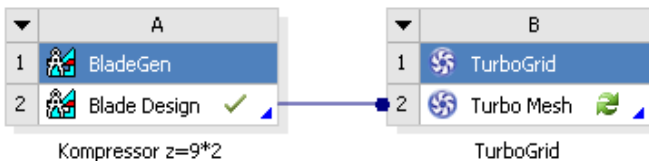


Рис. 3.26. Связанные блоки программ *BladeGen* и *TurboGrid* на структурной схеме *Ansys Workbench*

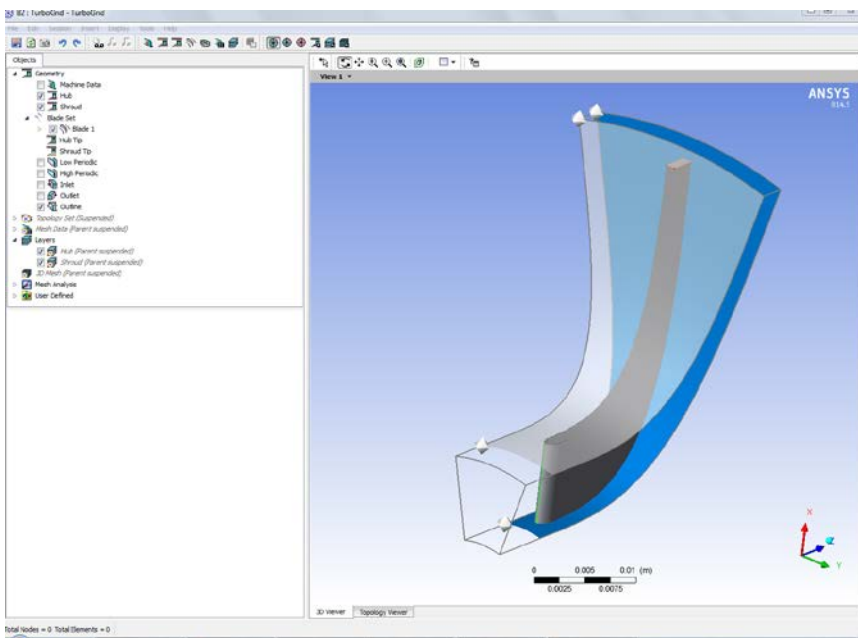


Рис. 3.27. Окно программы *TurboGrid* с автоматически сформированной расчетной областью РК ЦБК

### Шаг 3. Задать величину радиального зазора (рис. 3.28):

- в программе *TurboGrid* в дереве объектов дважды щелкнуть ЛКМ по элементу *Shroud Tip* (зазор на периферии), находящимся в подгруппе *Blade Set*;
- при необходимости (начиная с версии *ANSYS 15.0*) поставить галочку *Override Upstream Geometry Options*;
- в появившемся меню задать способ описания зазора: расстояние по нормали (*Tip Option* → *Normal Distance*);
- в поле *Distance* ввести величину зазора равной 0,3 мм;
- подтвердить изменения нажатием кнопки *Apply*.

У рабочих лопаток между верхним торцом и корпусом имеется радиальный зазор, оказывающий существенное влияние на рабочий процесс в ступени. Поэтому при моделировании газодинамических процессов в турбомашине его следует обязательно учитывать.

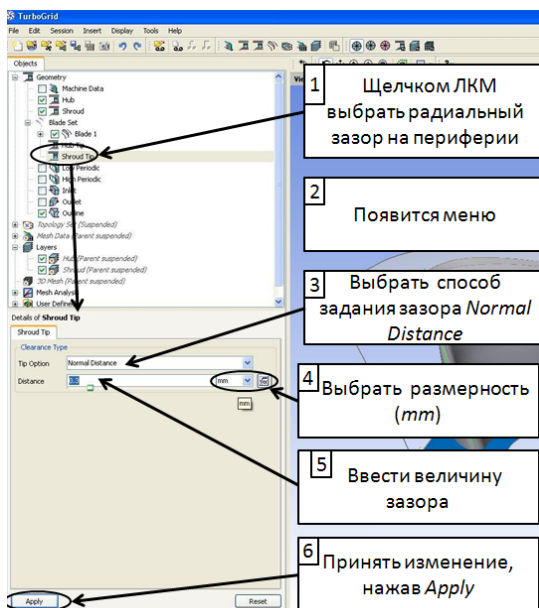


Рис. 3.28. Задание величины радиального зазора в лопаточном венце

**Шаг 4.** Коррекция входной и выходной границ расчетной области.

Положение входной и выходной границ расчетной области для численного моделирования через РК компрессора было задано в программе *BladeGen* в шагах 7 и 8. Именно на основании этих данных в программе *TurboGrid* был сформирован каркас, в пределах которого может находиться расчетная область (рис. 3.27). Однако из рис. 3.27 видно, что втулочные и периферийные поверхности, построенные автоматически, не доходят до желаемых границ расчетной области. Для устранения данного несоответствия пользователю необходимо уточнить положение входной или выходной границ расчетной области и при необходимости скорректировать его.

Для коррекции границ необходимо выполнить следующее:

- дважды щелкнуть ЛКМ по пункту *Inlet* в дереве проекта → в поле *Curve* выбрать точку входной границы, лежащую на

втулке *Low Hub Point* → в левом окне поля *Location* (поле A, осевая координата) ввести значение  $-0,0085\text{ м}$  → подтвердить изменения нажатием кнопки *Apply* (рис.3.29);

- аналогично скорректировать осевую координату точки, лежащей на периферийном обводе *Low Shroud Point*, с таким же значением осевой координаты  $-0,0085\text{ м}$  (рис.3.29);
- аналогично скорректировать границы выходной границы *Outlet* со значением радиальной координаты на периферии и втулке равным  $0,045$  (рис. 3.30), согласно таблице 3.2.

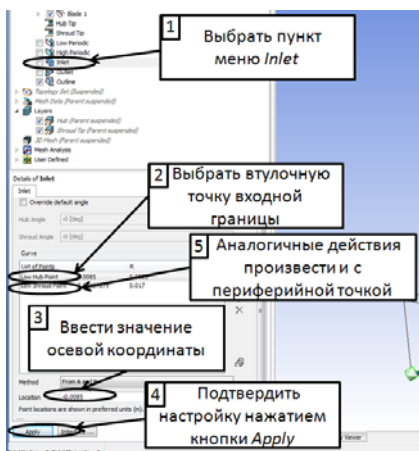


Рис. 3.29. Коррекция входной границы расчетной области

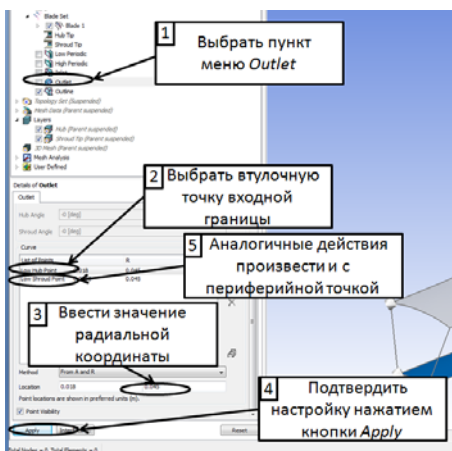


Рис. 3.30. Коррекция выходной границы расчетной области

### Шаг 5. Включить автоматическое обновление сетки:

- щелкнуть ПКМ на элементе *Topology Set* дерева проекта;
- убрать галочку *Suspend Object Updates* (подавить обновления объекта) (рис. 3.31).

**Внимание!** Данный шаг следует выполнить обязательно, без него дальнейшее построение сетки невозможно.

После вышеперечисленных действий элемент *Topology Set* из неяркого станет ярким (активным), напротив него исчезнет надпись



*Suspended* (подавлено), и произойдет построение топологии сетки в соответствии с настройками, имеющимися в программе по умолчанию. Этот процесс занимает некоторое время (рис. 3.31).

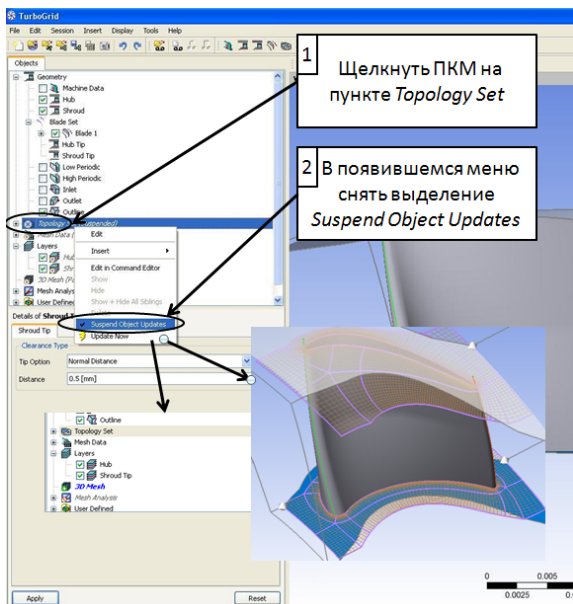


Рис. 3.31. Включение автоматического обновления сетки

**Шаг 6.** Построить топологии сетки в автоматическом режиме (рис. 3.32):

- дважды щелкнуть ЛКМ в дереве объектов на пункте *Topology Set*;
- в появившемся меню на вкладке *Definition* выбрать параметр построения *Placement* → *ATM Optimized*;
- подтвердить изменения нажатием кнопки *Apply*.

При наложении сетки конечных элементов на расчетные области сложной геометрии, например, турбомашин, зачастую единственным способом получить качественную ортогональную сетку является применение блочной структуры. Смысл такого

подхода заключается в разделении геометрии расчетной области на блоки, каждый из которых может быть гарантированно разбит качественной сеткой. Этот подход в автоматизированном режиме реализуется в программе *TurboGrid*.

В ней построение сетки конечных элементов начинается с разделения геометрии на структурные блоки. Принципиальная схема разделения геометрии на блоки в программе носит название топологии (*Topology*). В программе *TurboGrid* построение топологии может быть произведено в полностью автоматическом режиме. Причем его использование в подавляющем большинстве случаев позволяет получить высококачественную сетку конечных элементов в межлопаточном канале без вмешательства со стороны пользователя.

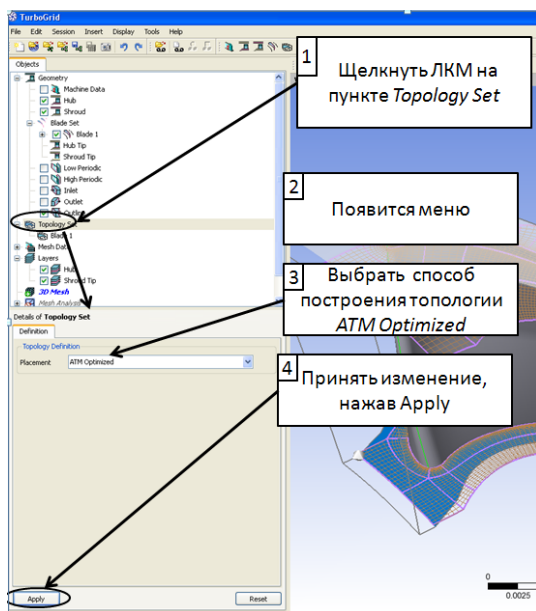


Рис. 3.32. Описание топологии сетки в автоматическом режиме

### Шаг 7. Задать число элементов сетки (рис. 3.33):

- дважды щелкнуть ЛКМ в дереве объектов на пункте *Mesh Data*;

- в появившемся меню на вкладке *Mesh Size* в поле *Method* выбрать способ задания густоты сетки *Target Passage Mesh Size*;
- в поле число узлов *Node Count* выбрать пункт *Fine (250000)*;
- задать величину коэффициента сгущения сетки в пристеночном слое в поле *Factor Base* группы *Parameters* равную *0,5*;
- подтвердить изменения нажатием кнопки *Apply*.

Число конечных элементов и густота сетки являются важными показателями, определяющими точность расчета. Густота сетки, особенно в местах повышенных градиентов скоростей, например, в пограничных слоях, должна быть достаточной для качественного описания эффектов, происходящих там.

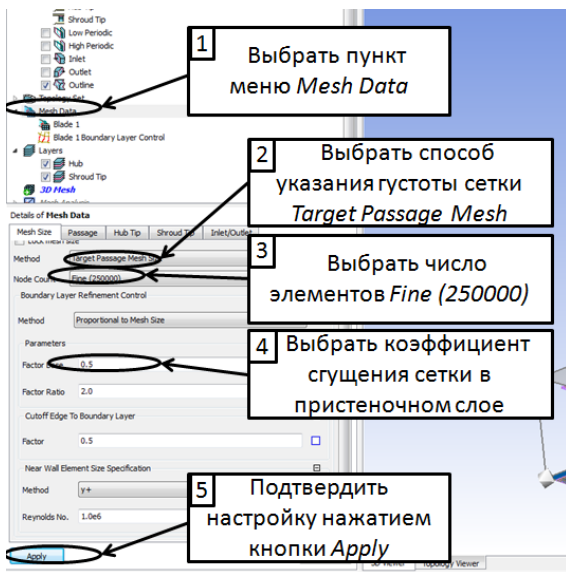


Рис. 3.33. Задание густоты сетки конечных элементов


**Шаг 8.** Построить сетку конечных элементов, нажав кнопку *Mesh*  в главном меню программы *TurboGrid* (рис. 3.34).



Рис. 3.34. Генерация сетки конечных элементов

При этом будет создана трехмерная сетка заданной густоты, и станет активным анализ качества сетки (*Mesh Analysis*) в дереве проекта (рис. 3.35).

### Шаг 9. Анализ качества сетки.

После построения сетки необходимо оценить качество сетки. Анализ выполняется с помощью следующих критериев:

- *Maximum (Minimum) Face Angle* – максимальный (минимальный) угол между ребрами всех ячеек, которые сходятся в узле, мера скошенности сетки, для абсолютно ортогональной сетки равен  $90^\circ$ .
- *Maximum Element Volume Ratio* – отношение объемов максимальной и минимальной ячеек, касающихся узла.
- *Minimum Volume* – минимальный объем ячейки, должен иметь неотрицательное значение.
- *Maximum Edge Length Ratio* – отношение длин наибольшего и наименьшего ребер ячеек, касающихся узла.
- *Maximum Connectivity Number* – максимальное количество соединений ячейки.

Для всех параметров установлены рекомендуемые диапазоны значений. Если один из параметров имеет значение, выходящее за пределы рекомендованных по умолчанию диапазонов, то повышается погрешность расчета и появляется вероятность отказа решателя.

Оценка качества построенной сетки в программе *TurboGrid* производится с помощью команды *Mesh Analysis*, вызов которой происходит двойным щелчком ЛКМ на соответствующем пункте в дереве проекта.

Параметры качества сетки, величина которых выходит из рекомендованных диапазонов в меню *Mesh Analysis* (рис. 3.35), также окрашиваются красным цветом и выделяются восклицательным знаком. Если щелкнуть на любой из них ЛКМ, то в окне визуализации будут показаны ячейки, в которых значения выбранного критерия качества выходят за рекомендованные пределы (рис. 3.36).

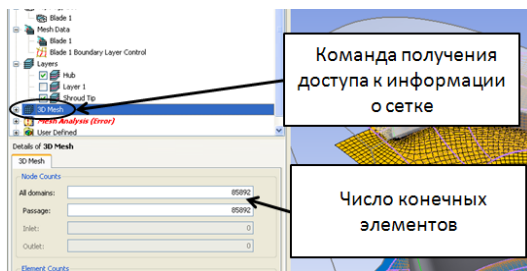


Рис. 3.35. Просмотр информации о сетке конечных элементов

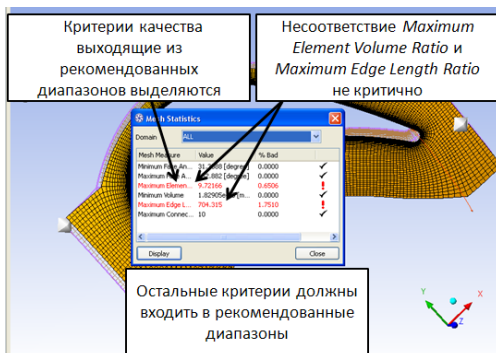


Рис. 3.36. Меню проверки качества сетки


Критерии качества сетки в зависимости от важности ранжируются следующим образом (в порядке убывания важности):

- минимальный объем – всегда должен быть неотрицательным;
- максимальный/минимальный угол ячейки – максимальное значение – 165, минимальное – 15. Тем не менее, приемлем выход за рамки;

- отношение длин ребер – допустим перебор свыше 100 единиц;
- отношение объемов элементов с одним узлом – это требование не является обязательным;
- число связей – это требование не является обязательным.

Критерии *Maximum Element Volume Ratio* и *Maximum Edge Length Ratio* не являются критичными, и, если они выходят за допустимые пределы, на это можно закрыть глаза (рис. 3.37).

Если величины других критериев качества сетки выходят за рекомендованные значения, то требуется коррекция топологии. Однако при использовании топологии *ATM Optimized* в большинстве случаев качество сетки получается приемлемым.

**Шаг 9.** Сохранить сделанную работу нажатием кнопки *Save* . После этого программа *TurboGrid* может быть закрыта.

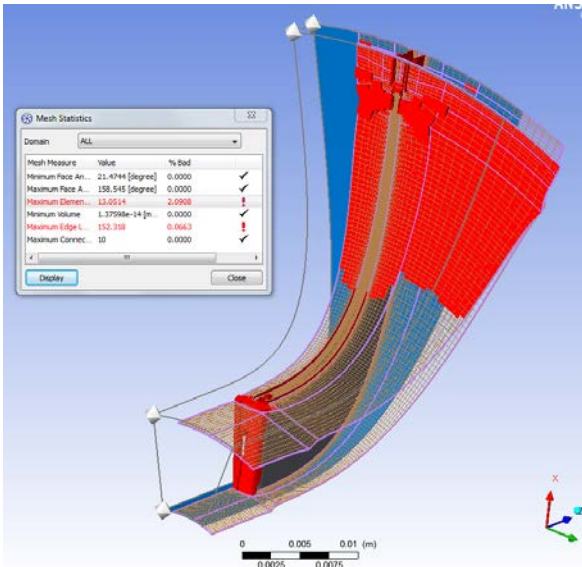


Рис. 3.37. Ячейки, значение выбранного параметра качества которых выходят за рекомендованный диапазон

### 3.5. Построение геометрической модели выходной системы компрессора

На рис. 3.38 приведена геометрия проточной части выходной области исследуемого компрессора, которая имеет сложную конфигурацию и не содержит в себе лопаточных венцов.

**Шаг 1.** Добавить модуль *Mesh* в проект, перетащив элемент *Mesh* из группы *Component Systems* окна инструментария (рис. 3.2) на рабочее поле окна *Workbench* (рис. 3.39).

**Шаг 2.** Запустить модуль построения геометрии *Design Modeler*, дважды щелкнув ЛКМ на пункте *Geometry* блока *Mesh*.

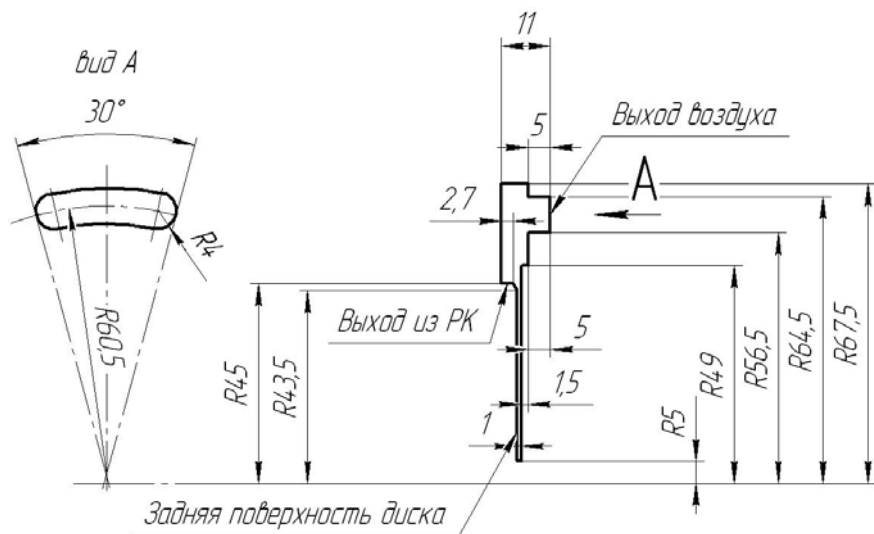


Рис. 3.38. Размеры проточной части выходной системы исследуемого компрессора

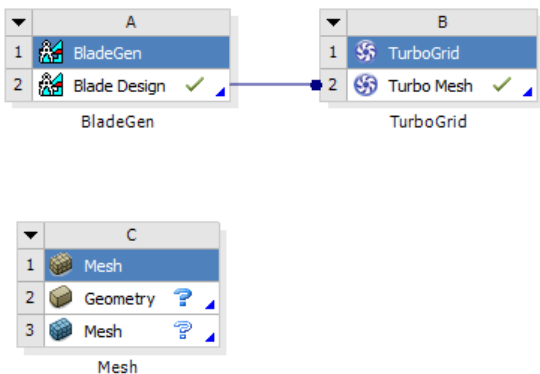


Рис. 3.39. Вид области построения структурных схем после добавления модуля *Geometry*

**Шаг 3.** Выбрать единицы измерения миллиметры в диалоговом окне, которое появится сразу после запуска *Design Modeler* (рис. 3.40).

Если этого не произошло, то в главном меню программы *Design Modeler* нужно выбрать миллиметры: *Units* → *mm*.

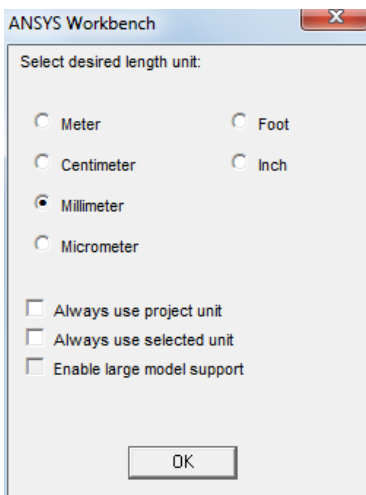






Рис. 3.40. Диалоговое окно выбора единиц измерения, в которых будут задаваться размеры при построении модели



**Шаг 4.** Задать форму эскиза выходной области компрессора:

- выбрать плоскость *ZXPlane* для создания эскиза, перейти на нее, щелкнув по ней правой кнопкой мыши в списке дерева проекта, и выбрать пункт  *Look at* («взглянуть на ...»);
- включить режим эскизирования – перейти на вкладку *Sketching* (в левом нижнем углу окна дерева проекта);
- с помощью инструмента *Polyline* выполнить эскиз (рис. 3.41) сначала **по произвольным размерам**, все размеры и ограничения будут наложены на следующих этапах. Для завершения выполнения команды *Polyline* нужно нажать правую кнопку мыши и выбрать опции *Open End* (завершить открытый контур) или *Closed End*.

**Шаг 5.** Обозначить размеры эскиза как показано на рис. 3.42, перейдя на вкладку *Dimensions*. Большинство размеров можно проставить с помощью инструмента  *General* (общий размер). Также можно пользоваться инструментами  *Horizontal*,  *Vertical*.

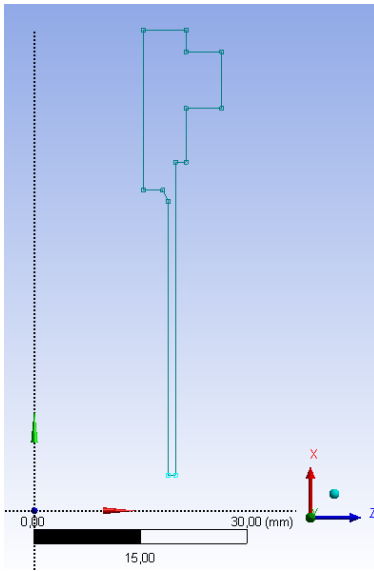


Рис. 3.41. Форма эскиза выходной области компрессора

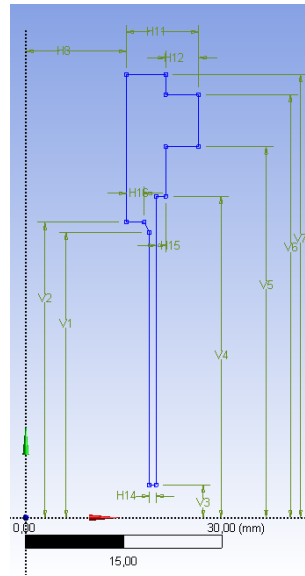


Рис. 3.42. Простановка размеров

**Шаг 6.** Задать значения размеров (рис. 3.43).

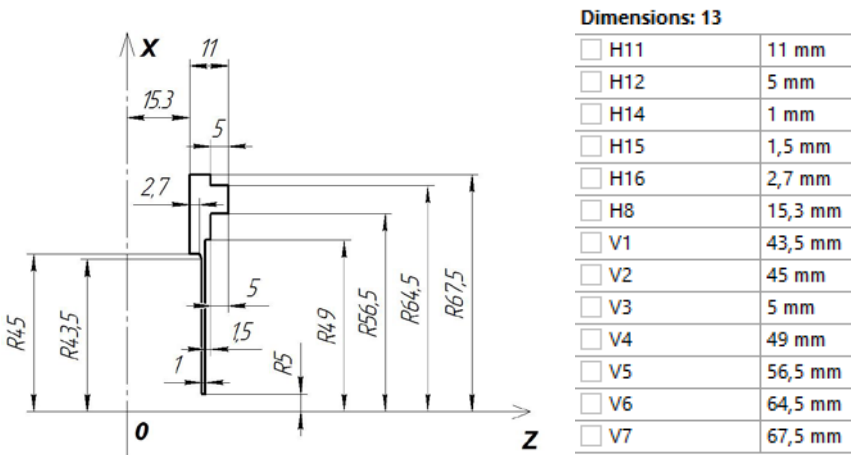




Рис. 3.43. Значения размеров

**Шаг 7.** Выполнить вращение созданного эскиза для создания сектора  $1/12$  окружности ( $30^\circ$ ), используя операцию  **Revolve**:

- не выходя из режима рисования эскиза, нажать кнопку *Revolve*, находящуюся выше дерева проекта;
- в поле *Geometry* нажать кнопку *Apply* для подтверждения, что основой для создания *3D* объекта станет именно открытый в данный момент эскиз;
- в поле *Axis* задать ось вращения *OZ*, выбрав в области построения эскиза данную ось, и подтвердить выбор нажатием кнопки *Apply*, которая появится в поле *Axis*;
- в поле *FD1 Angle* ввести значение угла  $30^\circ$ ;
- для завершения операции нажать кнопку *Generate* ().

На этом построение геометрии расчетной области (рис. 3.44) выходной области компрессора закончено.

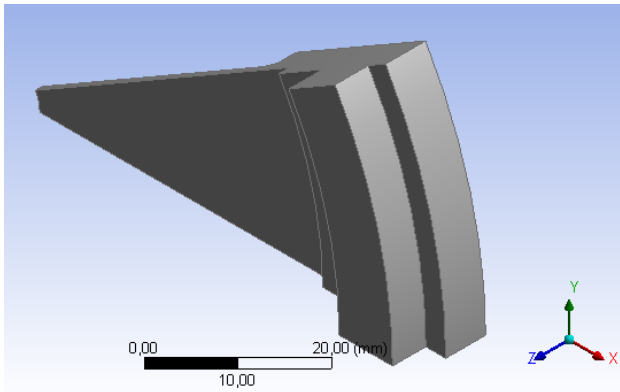





Рис. 3.44. Геометрия расчетной области выходной области компрессора

**Шаг 8.** Сохранить текущее состояние модели нажатием кнопки  *Save*. После этого программу *Design Modeler* можно закрыть.

### 3.6. Наложение расчетной сетки на выходную систему компрессора

**Шаг 1.** Открыть пункт *Mesh*  *Mesh*  блока *Mesh*.

В результате появится окно программы (рис. 3.45). В нем автоматически будет загружена геометрия выходной области компрессора, созданная ранее.

**Шаг 2.** Присвоение имен поверхностям, которые будут задействованы в дальнейшем: выбрать на модели нужную поверхность левой кнопкой мыши → правый клик → *Insert Named Selection* → ввести название → *OK*.

В данной расчетной области необходимо выделить: входную границу *inlet* (поверхность, по которой домен выходной системы стыкуется с РК), выходную границу *outlet* (где воздух выходит из компрессора), две периодических границы *per1* и *per2* по бокам сектора, подвижная стенка задней поверхности диска *wall 1*, нижняя стенка *wall 2* (рис. 3.46).

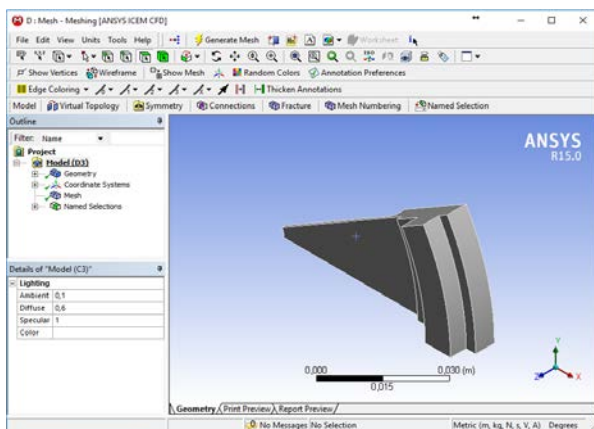


Рис. 3.45. Окно программы *Ansys Meshing* с загруженной геометрией выходной системы

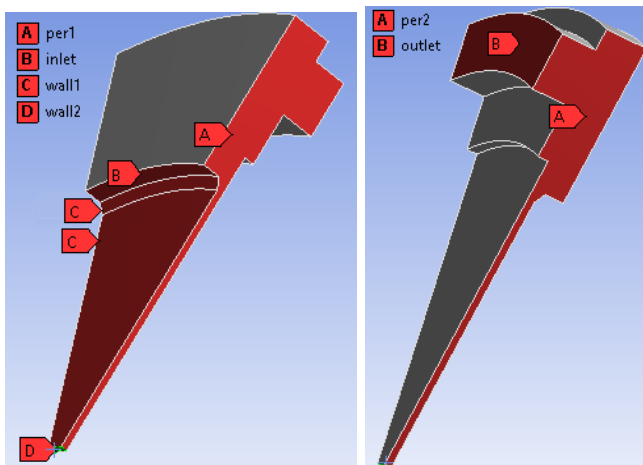


Рис. 3.46. Границы расчетной области выходной системы компрессора

В итоге в дереве проекта должен быть список границ как на рис. 3.47.

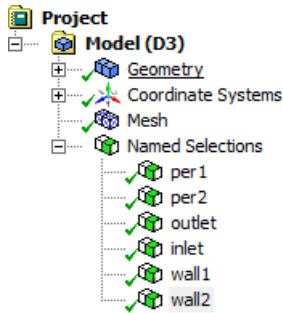



Рис. 3.47. Наименованные поверхности в дереве проекта

**Шаг 3.** Настройка и генерация сетки конечных элементов выходной области:

- щелкнуть ЛКМ на пункте *Mesh* в дереве проекта программы *ANSYS Meshing*;
- раскрыть вкладку *Sizing* и в поле *Element Size* ввести размер конечного элемента ( $0,0004$ );
- нажать кнопку *Generate Mesh*  **Generate Mesh** в главном меню программы.

Процесс создания сетки может занять некоторое время, по истечении которого сетка конечных элементов появится в окне программы (рис. 3.48).

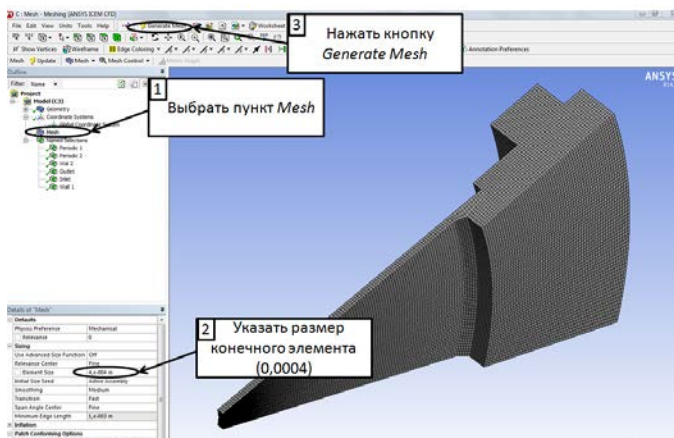


Рис. 3.48. Генерация сетки конечных элементов выходной области

**Шаг 4.** Закрыть сеткогенератор, сохранить проект *Workbench*.

### 3.7. Создание расчетной модели компрессора в программе *Ansys CFX*

**Шаг 1.** Добавить компонент *Fluid Flow (CFX)* из списка *Toolbox* или *CFX* из списка *Component Systems* на рабочую область *Workbench*.

**Шаг 2.** Связать компоненты *TurboGrid* и *Mesh* с *Fluid Flow (CFX)* (*CFX*):

- щелкнуть и удерживать ЛКМ пункт *Turbo Mesh* блока *TurboGrid*, перенести курсор мышки к пункту *Setup* блока *Fluid Flow (CFX)*, отпустить при появлении надписи «*Transfer B2*» в красном прямоугольнике;
- аналогично соединить пункт *Mesh* блока *Mesh* с пунктом *Setup* блока *Fluid Flow (CFX)*.

В результате в окне построения структурных схем *ANSYS Workbench* появится блок *CFX* или *Fluid Flow (CFX)*, связанный с блоками *TurboGrid* и *Mesh* (рис. 3.49).

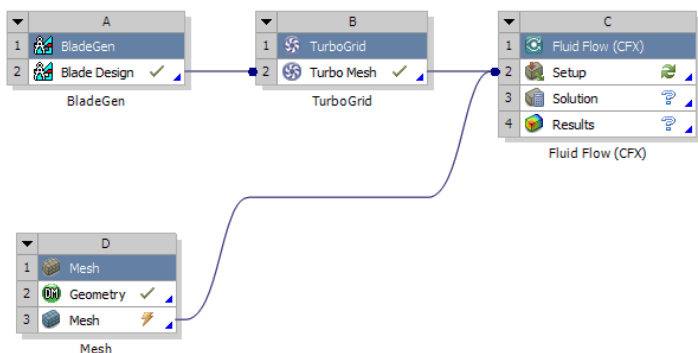
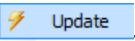



Рис. 3.49. Вид области построения структурных схем после добавления модуля *ANSYS CFX*

**Шаг 3.** Обновить пункт *Mesh* компонента *Mesh*, щелкнув по нему ПКМ и выбрав в выпадающем списке *Update* (обновить) . По завершении напротив *Mesh* появится зеленая галочка .

**Шаг 4.** Открыть окно препроцессора *ANSYS CFX Pre*, дважды щелкнув ЛКМ на строке *Setup* блока *Fluid Flow (CFX)*. При этом откроется окно программы с загруженной в нее расчетной моделью РК и выходной области (рис. 3.50).

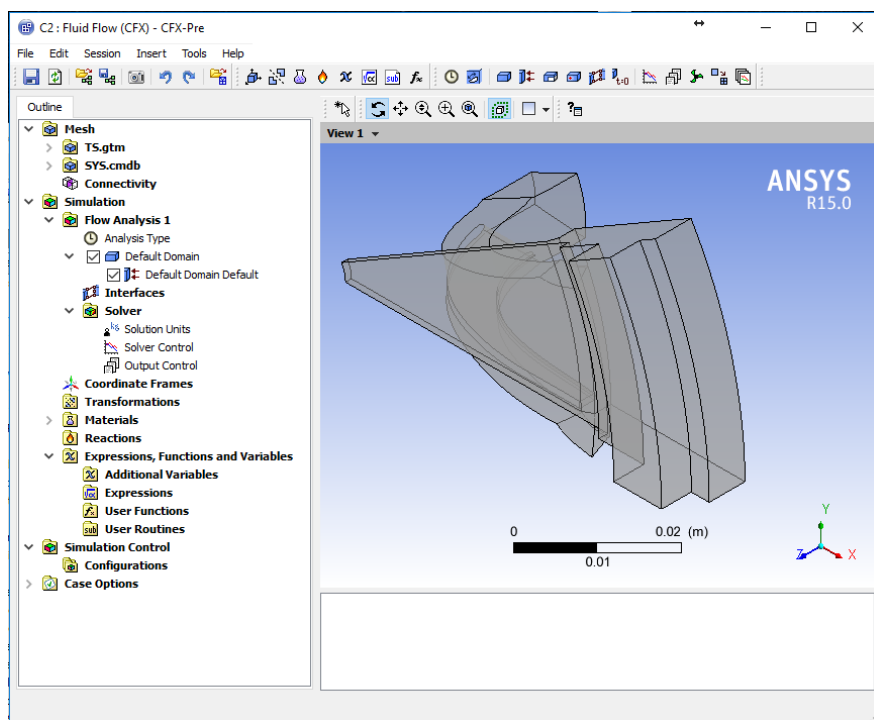


Рис. 3.50. Окно программы *Ansys CFX Pre* с загруженной моделью РК

**Примечание 1.** Иногда некоторые элементы расчетной области бывает легче сделать в сторонних *CAD*-программах и программах генерации сетки. В первом случае геометрию необходимо

импортировать (загрузить) в пункт *Geometry* дополнительно созданного компонента *Mesh*. Для импорта необходимо выполнить:  
*File* → *Import External Geometry File...* → указать файл.

Для корректного импорта геометрии рекомендуется ее сохранять в формате *Parasolid \*.x\_t*. Далее создать сеточную модель, повторяя шаги раздела 3.6, и связать компоненты, повторяя шаги 1–3 раздела 3.7.

Во втором случае, когда сеточная модель уже создана, для импорта сеточной модели необходимо выполнить следующие действия (рис. 3.51):

- щелкнуть ПКМ на пункте *Mesh* в дереве проекта;
- в появившемся списке выбрать пункт *Import Mesh*;
- во втором списке выбрать пункт *Fluent* (рекомендуемый для *CFD*-задач файл сеточной модели с расширением *\*.msh*);
- в диалоговом окне выбрать файл с сеткой.

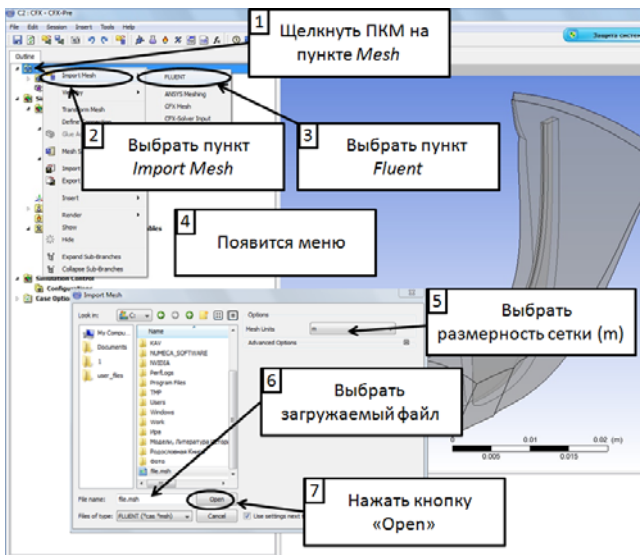


Рис. 3.51. Загрузка сеточной модели в ANSYS CFX



**Примечание 2.** Иногда при импорте геометрии или сеточной модели бывают неточности в их расположении. Например, геометрия симметрично отражена относительно базовой плоскости, сдвинута на какое-то расстояние, имеет неправильный масштаб (*Scale*). Или же просто диаметрально расположена, что вызывает неудобства в восприятии расчетной области.

В этом случае можно воспользоваться встроенными в *ANSYS CFX-Pre* инструментами преобразования сеточной модели:

- *Rotation* – поворот расчетной области вокруг какой-либо оси на задаваемый угол;
- *Translation* – перемещение расчетной области;
- *Scale* – масштабирование расчетной области;
- *Reflection* – отражение расчетной области относительно задаваемой плоскости.

Чтобы воспользоваться этими инструментами, необходимо щелкнуть ПКМ на пункте *<имя файла геометрии.msh>* и в появившемся списке выбрать команду *Transform Mesh*. В результате появится меню, изображенное на рис. 3.52. В нем можно выбрать необходимый инструмент и его настройки для преобразования расчетной области.

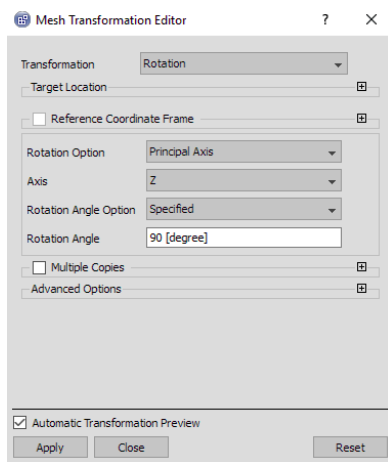


Рис. 3.52. Зеркальное отражение модели выходной системы

### Шаг 5. Запуск турбошаблона.

Программный комплекс *Ansys CFX Pre* имеет специальный шаблон *Turbo*, который помогает пользователю в автоматизированном режиме создать расчетную модель рабочего процесса в турбомашине, значительно сократив трудоемкость ее описания. Для запуска турбошаблона необходимо (рис. 3.53):

в верхнем меню выбрать пункт *Tools* → выбрать *Turbo Mode*

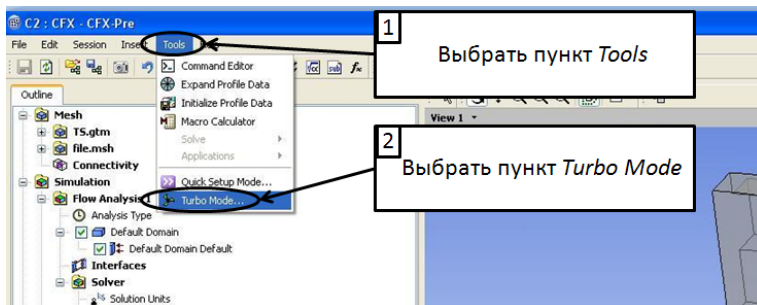


Рис. 3.53. Запуск турбошаблона

**Шаг 6.** Выбор типа турбомашин, постановки задачи и оси турбомашин.

После активации турбошаблона появится первое диалоговое окно (рис. 3.54), в котором необходимо указать тип турбомашин, постановку задачи и ось вращения. Для этого следует выполнить следующие настройки:

- в поле *Machine Type* (тип турбомашин) выбрать тип турбомашин – *Centrifugal Compressor* (центробежный компрессор);
- в поле *Rotation Axis* выбрать ось вращения – ось *Z*;
- указать, что задача будет решаться в стационарной постановке, выбрав в поле *Type* пункт *Steady State*;
- подтвердить выбор нажатием кнопки *Next*.

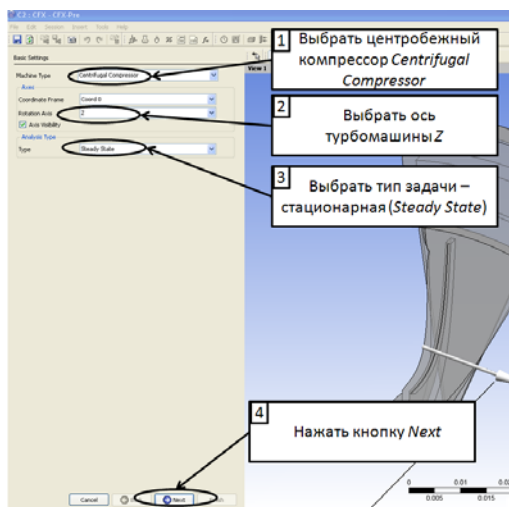


Рис. 3.54. Заполнение первого диалогового окна турбошаблона

**Шаг 7.** Описание параметров компонента РК, входящего в турбомашину.

После выполнения предыдущего шага пользователь перейдет на следующую страницу турбошаблона (рис. 3.55).

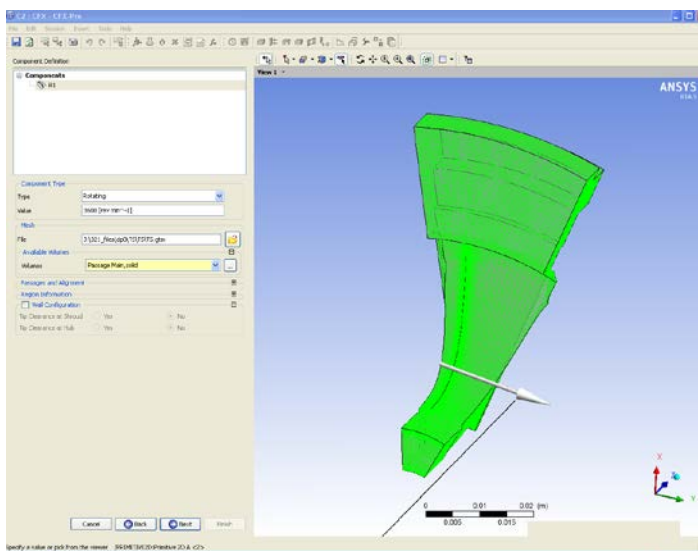


Рис. 3.55. Вторая страница турбошаблона

Для описания компонента РК моделируемой турбомашины и порядка их следования необходимо выполнить следующие действия (рис. 3.56):

- в списке *Components* необходимо щелчком ЛКМ выбрать компонент *R1*;
- в появившемся ниже списке убедиться, что в поле *Type* указана опция вращения *Rotating*;
- в поле *Value* ввести значение частоты вращения для своего варианта, в рассматриваемом случае 25000 об/мин. Обратите внимание на то, что направление вращения указывается в окне построения модели стрелкой, и при необходимости его можно изменить, поменяв знак частоты вращения;
- в поле *Available Volumes* указать расчетную область, относящуюся к РК (*Passage Main*). Выбранный домен выделяется зеленым цветом в окне построения модели;
- указать, что в данной расчетной области есть радиальный зазор на периферии, выбрав пункт *Yes* напротив опции *Tip Clearance at Shroud*.

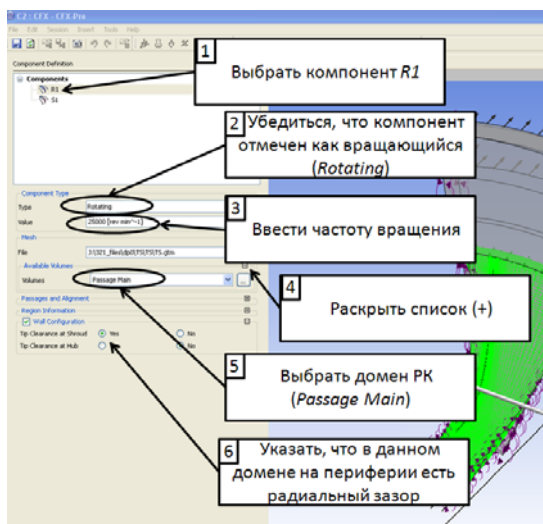


Рис. 3.56. Настройка параметров домена рабочего колеса

**Шаг 8.** Добавить и описать компонент «выходная система»:

- добавить элемент в модель ступени, щелкнув ПКМ на пункте *Components* и выбрав в появившемся списке команду *Add Component...* (рис. 3.57);
- в диалоговом окне указать имя *SI* вновь добавляемого компонента и его тип – *Stationary* (стационарный) (рис. 3.57);
- в поле *Available Volumes* указать расчетную область, относящуюся к выходной области;
- перейти на следующую страницу турбошаблона, нажав кнопку *Next*.

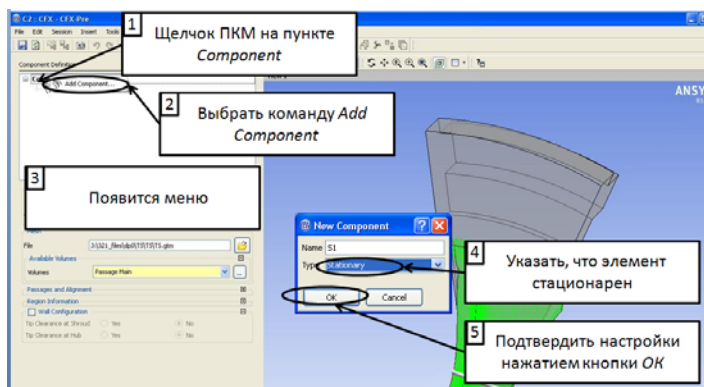


Рис. 3.57. Добавление элемента выходной области

**Шаг 9.** На следующей странице шаблона задать численные значения параметров потока на входных и выходных границах, указать модель турбулентности и свойства рабочего тела. Настройка ведется в следующей последовательности (рис. 3.58 и 3.59):

- в поле *Fluid* указать, что в качестве рабочего тела будет принят воздух, подчиняющийся уравнению идеального газа (*Air Ideal Gas*);
- задать справочное давление *Reference Pressure*, равное нулю;
- в списке *Turbulence* выбрать модель турбулентности *k-Epsilon*;

- в списке *Inflow/Outflow Boundary Templates* выбрать сочетание входных и выходных граничных условий *Mass Flow Inlet P-static Outlet*. Так будет указано, что пользователь собирается задавать на входной границе расход рабочего тела и величину полной температуры, а на выходной границе будет задано статическое давление. Эти граничные условия являются самыми стабильными в плане решения и получения результатов;
- в поле *T-Total* группы параметров *Inflow* ввести величину полной температуры на входной границе в градусах Кельвина для своего варианта, в рассматриваемом случае 296 К;
- в поле *Mass Flow* указать, что значение расхода будет указано применительно ко всей турбомашине (*Per Machine*);
- в поле *Mass Flow Rate* ввести величину расхода для своего варианта, в рассматриваемом случае 0,0014 кг/с;
- в поле *Flow Direction* указать, что направление потока на входной границе будет указано в цилиндрической системе координат (*Cylindrical Components*);
- задать направление потока в полях *Inflow Direction* в виде направляющих косинусов вектора скорости в цилиндрической СК. Для моделируемого компрессора средний угол входа потока составляет  $45^\circ$ , то есть направляющие косинусы имеют вид  $(0,707; 0; 0,707)$ ;
- в поле *P-static* ввести значение статического давления на выходе из компрессора в Паскалях для своего варианта, в рассматриваемом случае 102700 Па (при вводе значения удостовериться, чтобы в правой части поля *P-static* была выбрана размерность *Pa*);
- в поле *Interface Default Type* выбрать способ передачи данных между доменами РК и выходной системы *Stage*. При использовании такого интерфейса данные из блока, расположенного выше по течению, осредняются в окружном направлении и передаются в следующий блок в качестве входного граничного условия.

После выполнения указанных настроек следует перейти на следующую станцию турбошаблона, нажав кнопку *Next* (рис. 3.59).

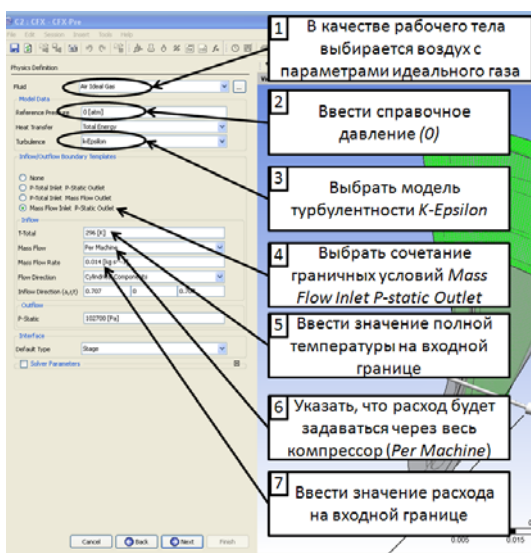


Рис. 3.58. Задание значения параметров потока на границах (часть 1)

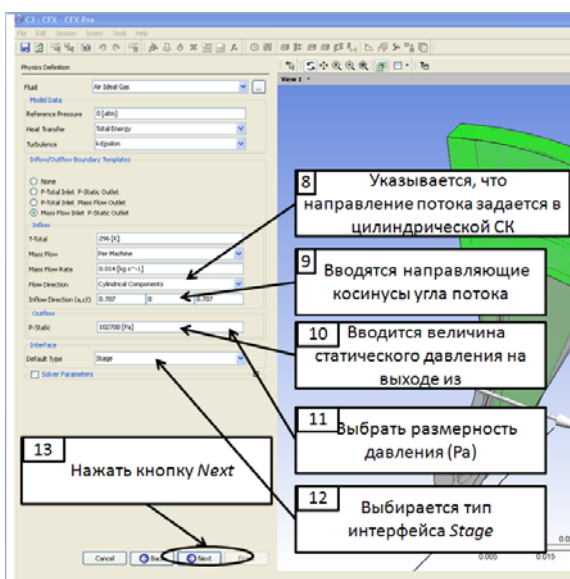


Рис. 3.59. Задание значения параметров потока на границах (часть 2)

### Шаг 10. Проверка созданных интерфейсов.

Следующая страница турбошаблона содержит список созданных интерфейсов. Интерфейс – это дополнительные граничные условия, которые накладываются на сетку рабочей области. К таким условиям относится периодичность на боковых гранях доменов, а также порядок связи между соприкасающимися частями разных доменов. На данном шаге необходимо проконтролировать правильность создания интерфейсов (рис. 3.60) и затем перейти на следующую страницу, нажав кнопку *Next*.

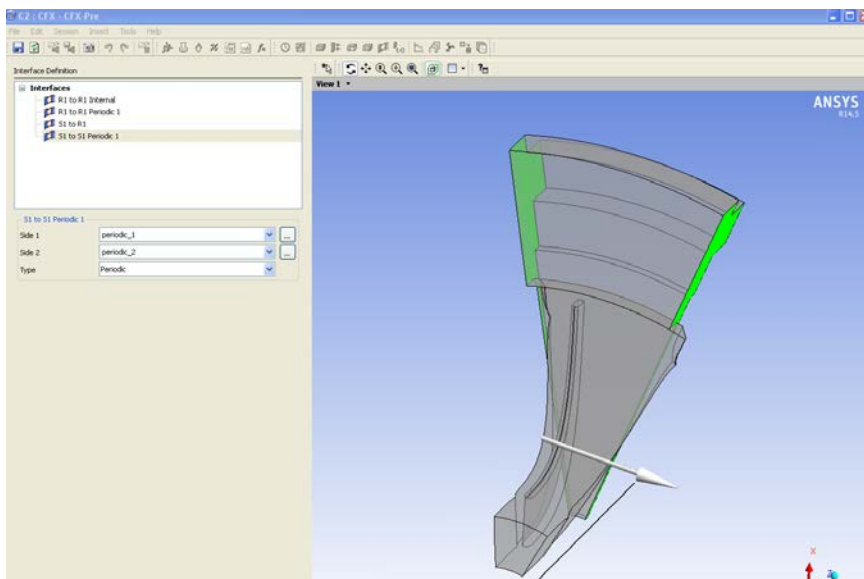


Рис. 3.60. Страница контроля созданных интерфейсов

### Шаг 11. Проверка граничных условий.

На следующей странице турбошаблона приводится список созданных граничных условий (рис. 3.61). Их необходимо проверить, скорректировать при необходимости, и перейти на следующую страницу, нажав кнопку *Next*.



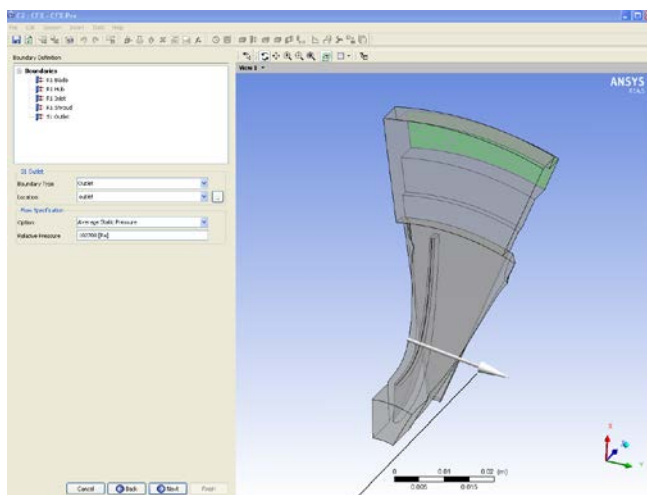


Рис. 3.61. Страница контроля граничных условий

**Шаг 12.** Завершить работу данного мастера и выйти в обычное меню *ANSYS CFX – Pre*, выбрав во вкладке *Operation* опцию *Enter General Mode* и нажав кнопку *Finish*. На экране появится стандартный вид рабочего окна программы *ANSYS CFX – Pre* (рис. 3.62).

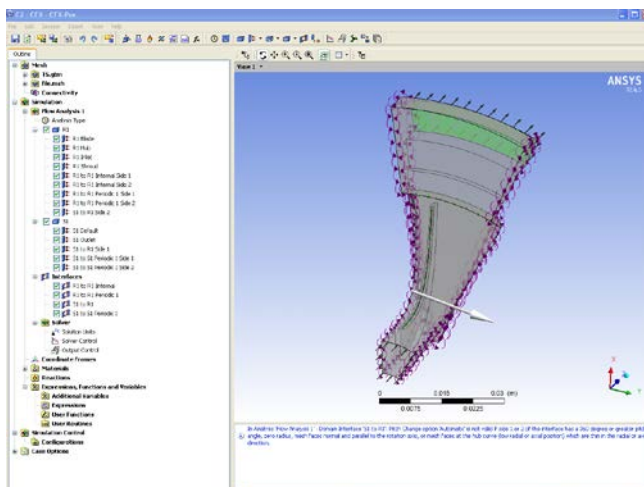



Рис. 3.62. Вид программы *Ansyes CFX – Pre* после завершения работы турбошаблона

### Шаг 13. Добавление недостающих граничных условий.

На данном этапе почти все необходимые граничные условия определены с помощью турбошаблона. Однако, как отмечалось ранее, хотя выходная система и находится в неподвижной СК, стенка соответствующая тыльной стороне диска РК, вращается (*wall\_1* на рис. 3.46). Этот факт не может быть задан в турбошаблоне. Поэтому пользователю необходимо самостоятельно указать, что упомянутая стенка вращается. Для этого нужно выполнить следующие действия:

- нажать кнопку *Boundary* , находящуюся в верхнем меню, и в появившемся списке расчетных зон выбрать выходную зону (*S1*) (рис. 3.63);
- в появившемся меню следует ввести имя создаваемой границы, например *wall1* (рис. 3.63);

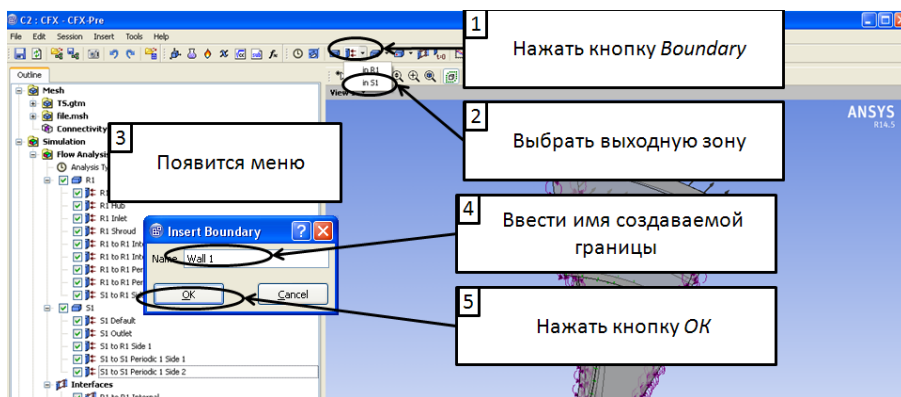


Рис. 3.63. Задание имени новой границы

- в появившемся меню свойств границы на вкладке *Basic Settings* в списке *Boundary Type* выбрать пункт *Wall* и удостовериться, что в списке *Location* выбрана задняя поверхность диска РК *wall\_1* (рис. 3.64);
- на вкладке *Boundary Details* поставить напротив опции *Wall Velocity* галочку и в открывшемся меню в поле *Option*

выбрать опцию вращения стенки *Rotation Wall*, в поле *Angular Velocity* ввести значение частоты вращения ротора компрессора для своего варианта, в рассматриваемом случае  $+25000 \text{ об/мин (rev min}^{-1}\text{)}$ . Обратите внимание на то, что данная величина должна соответствовать частоте, заданной ранее, но иметь обратный знак (рис. 3.65);

- подтвердить изменения нажатием кнопки *OK* или *Apply*.

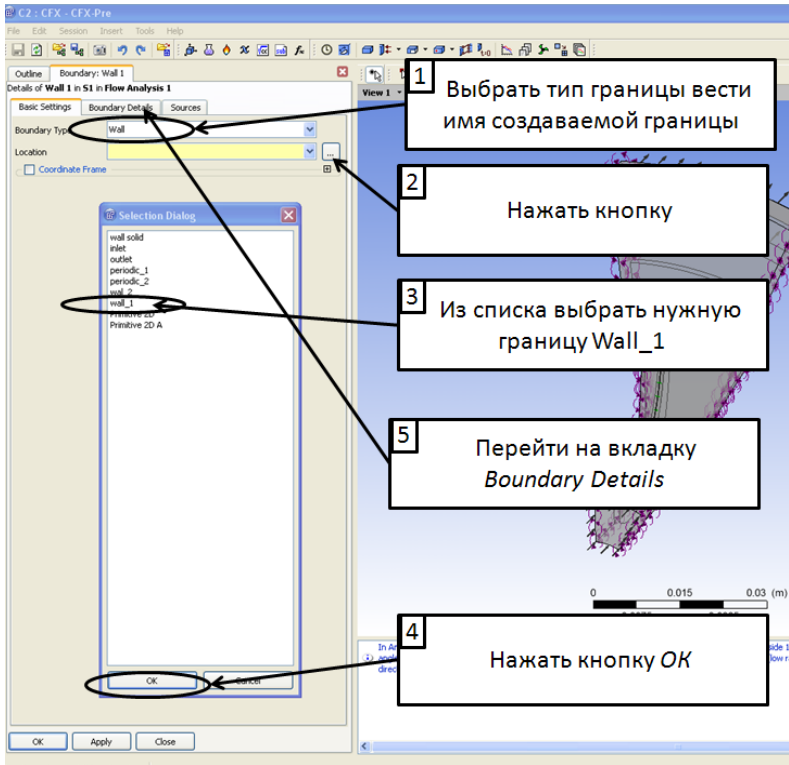


Рис. 3.64. Назначение типа и расположения границы

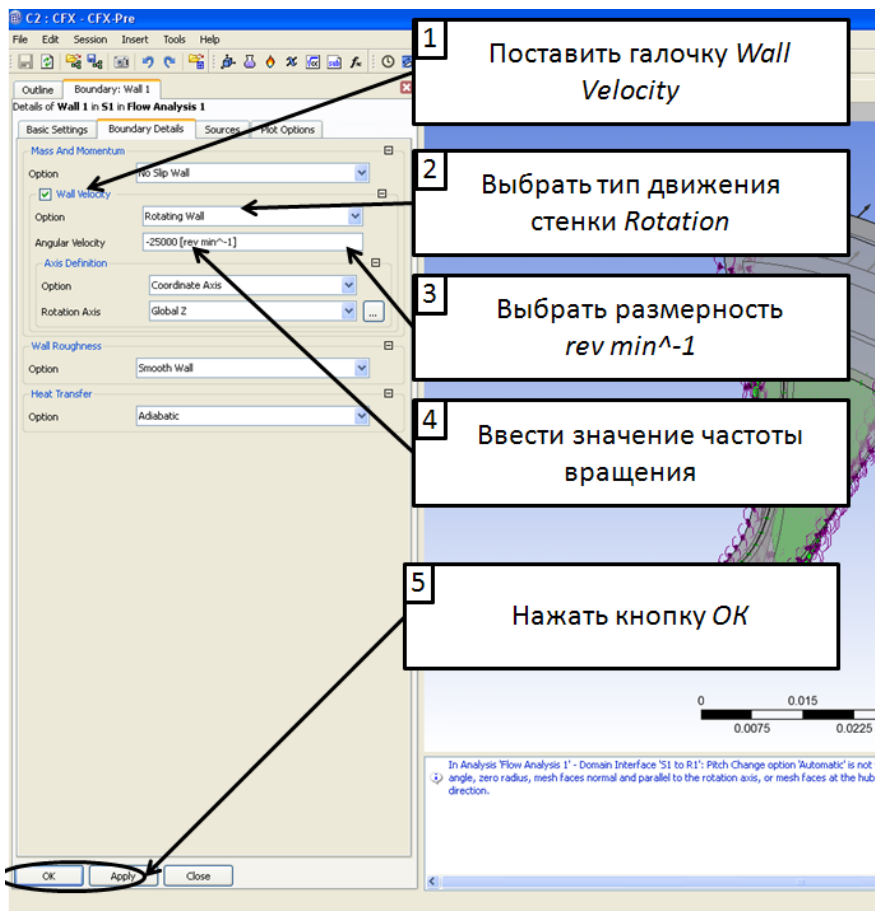


Рис. 3.65. Настройки во вкладке *Boundary Details*

#### Шаг 14. Задание свойств рабочего тела.

На следующем этапе определяется, что в качестве рабочего тела используется воздух, подчиняющийся закону идеального газа, теплоемкость и вязкость которого изменяются в зависимости от температуры потока. Для этого необходимо выполнить следующие действия:

- в дереве проекта, находящемся в левой части окна программы, в пункте *Materials* следует выбрать подпункт *Air Ideal Gas* и

дважды щелкнуть по нему ЛКМ. На экране появится вкладка *Basic Settings* задания свойств материала (рис. 3.66);

- во вкладке *Basic Settings* в поле *Material Data* выбрать *Air Data* (рис. 3.66);

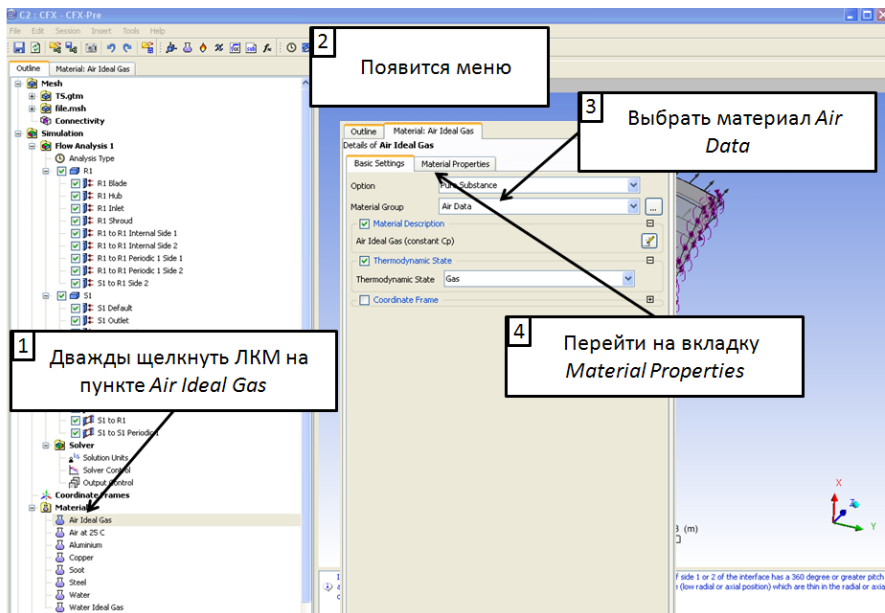


Рис. 3.66. Настройка свойств рабочего тела

- на вкладке *Material Properties* описать изменение теплоемкости, раскрыв вкладку *Thermodynamic Properties* (термодинамические свойства), нажав на плюс слева от названия. Ввести значения, приведенные в табл. 3.3;
- задать зависимость изменения вязкости от температуры по формуле Сазерленда, открыв вкладку *Transport Properties* в панели *Material Properties* и введя значения из табл. 3.4.
- сохранить принятые изменения, нажав кнопку *OK*.

Таблица 3.2. Значения параметров во вкладке  
*Thermodynamic Properties* для описания зависимости  
 теплоемкости воздуха от температуры

Параметр	Значение
<i>Equation of State</i> → <i>Option</i>	<i>Ideal Gas</i>
<i>Equation of State</i> → <i>Molar Mass</i>	28,96 [kgkmol <sup>-1</sup> ] (КГ/КМОЛЬ)
<i>Specific Heat Capacity</i>	<input checked="" type="checkbox"/>
<i>Specific Heat Capacity</i> → <i>Option</i>	<i>Zero Pressure Polynomial</i> Зависимость теплоемкости от температуры будет вводиться при помощи полинома <sup>1</sup>
<i>Specific Heat Capacity</i> > <i>a1</i>	3,27149
<i>Specific Heat Capacity</i> > <i>a2</i>	6,85475444e-4
<i>Specific Heat Capacity</i> > <i>a3</i>	0 [K <sup>-2</sup> ]
<i>Specific Heat Capacity</i> > <i>a4</i>	0 [K <sup>-3</sup> ]
<i>Specific Heat Capacity</i> > <i>a5</i>	0 [K <sup>-4</sup> ]
<p><sup>1</sup> Полином зависимости удельной теплоемкости при постоянном давлении <math>c_p</math> от температуры <math>T</math> в программе имеет следующий вид:</p> $\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4, (*)$ <p>где <math>R = 8341 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}</math>.</p> <p>Таким образом, имеющиеся зависимости теплоемкости от температуры необходимо приводить к виду (*) и на основе этого находить значения коэффициентов <math>a</math>.</p>	

**Шаг 15.** Настроить параметры решателя, дважды щелкнув ЛКМ на пункте *Solver Control* и в появившемся меню выполнив настройку (рис. 3.67):

- убедиться, что в полях *Advection Scheme* и *Turbulence Numerics* выбран высокий порядок дискретизации уравнений потока и турбулентности *High Resolution*;
- указать максимальное число итераций процесса решения *Max. Iterations* не менее 300;
- в поле *Residual Target* назначить максимальную величину невязок равную  $1e-06$ ;
- сохранить принятые изменения, нажав кнопку *OK*.

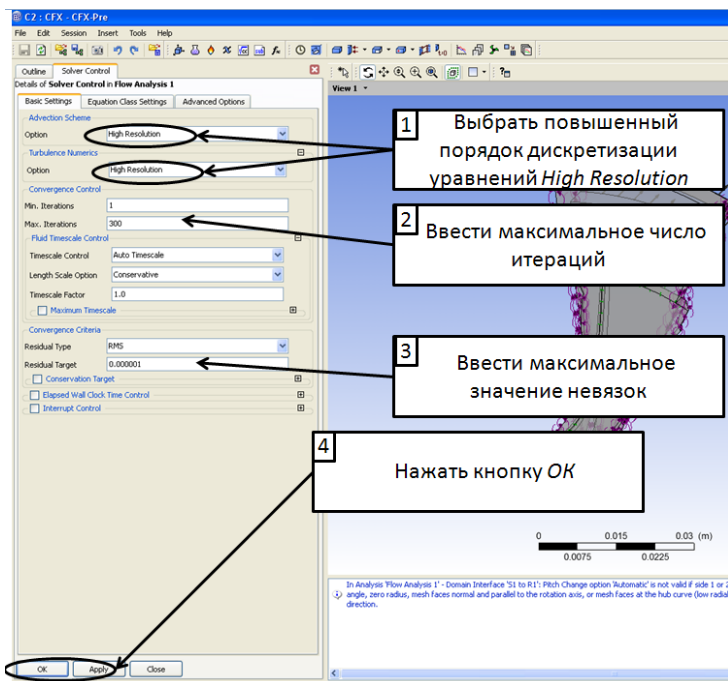


Рис. 3.67. Настройка параметров решателя

Подумать о разбиении на более мелкие подпункты 3.7.1 (пар-ры расчет. зоны), 3.7.2 (недостающие ГУ+св-ва РТ), 3.7.3 (пар-ры решателя), 3.7.4 (пар-ры мониторинга решения).

**Шаг 16.** Создать новое выражение:

перейти на вкладку *Expressions, Functions and Variables* → клик ПКМ по *Expressions* → *Insert* → *Expression* → задать имя выражению, например, «*TotalPressureInlet*» → *OK*.

**Шаг 17.** Выбрать необходимую функцию.

Правый клик по полю *Definition* создаваемого выражения → *Functions* → *Locator-based* → выбираем функцию (рис. 3.68).

В большинстве случаев используется метод определения параметров осреднением по массовому потоку *massFlowAve*. Этот метод более точен, чем осреднение по площади.

Таблица 3.3. Значения параметров во вкладке *Transport Properties* для описания изменения вязкости по уравнению Сазерленда

Параметр	Значение
<i>Dynamic Viscosity</i>	<input checked="" type="checkbox"/>
<i>Dynamic Viscosity</i> → <i>Option</i>	<i>Sutherlands Formula</i> <sup>1</sup>
<i>Dynamic Viscosity</i> → <i>Ref. Temperature</i>	273 [K]
<i>Dynamic Viscosity</i> → <i>Reference Viscosity</i>	17.12e-6 [kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> ]
<i>Dynamic Viscosity</i> → <i>Sutherlands Constant</i>	111 [K]
<i>Dynamic Viscosity</i> → <i>Temperature Exp.</i>	1,5

<sup>1</sup> Формула Сатерленда в программе имеет следующий вид:

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \frac{T_{ref} + S}{T + S} \left( \frac{T}{T_{ref}} \right)^n,$$

где  $\mu_0$  – ссылочная вязкость (*Reference Viscosity*);  
 $S$  – постоянная Сатерленда (*Sutherlands Constant*);  
 $T_{ref}$  – ссылочная температура (*Ref. Temperature*);  
 $n$  – показатель степени (*Temperature Exp.*).



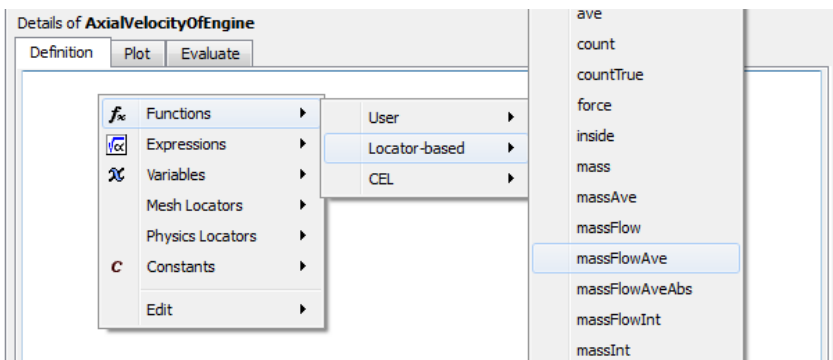


Рис. 3.68. Выбор функции или метода определения функции для выражения

Если необходимо использовать математическую операцию, например взятие по модулю, необходимо выбрать эту функцию (*abs*) из раскрывающегося списка CEL вместо Locator-based.

**Шаг 18.** Необходимо добавить в скобки определяемый параметр.

Переводим курсор в положение между скобок → правый клик → *Variables* → выбираем параметр *Velocity v*.

Все функции отсортированы и сгруппированы в списки по алфавитному порядку (рис. 3.69).

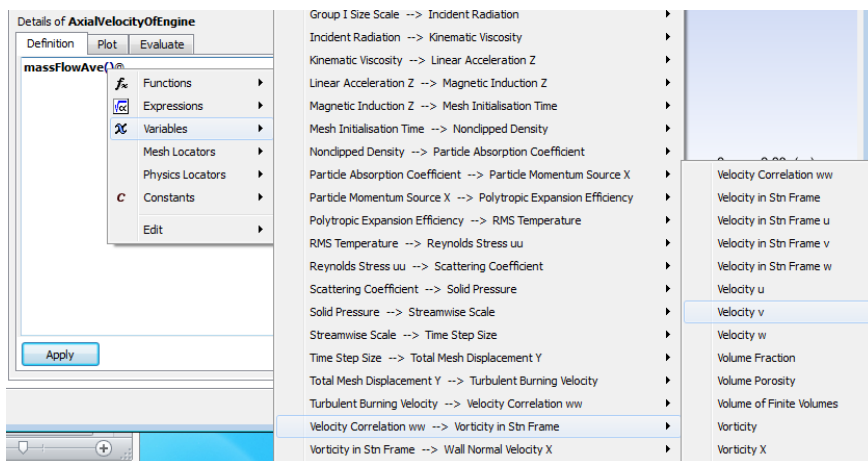


Рис. 3.69. Выбор определяемого параметра

**Шаг 19.** Далее выбрать поверхность определения параметра.

Переводим курсор в положение после знака @ → правый клик → *Mesh Locators* или *Physics Locators* → 2D → выбираем нужную поверхность (рис. 3.70).

*Physics Locators* предоставляет доступ к списку граничных условий, а *Mesh Locators* – к наименованным поверхностям сетки.

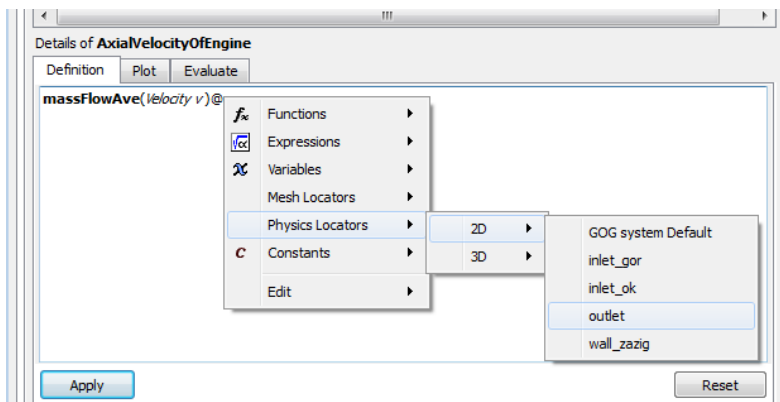


Рис. 3.70. Выбор поверхности определения параметра

**Шаг 20.** Применяем изменения Apply.

Здесь следует обратить внимание на точность задания имен границ при сеткогенерации и описании граничных условий. Заданные выражения будут работать только с такими же (буква-в-букву) названиями границ. Если в ходе решения потребуется заменить сетку (например, на более точную), то ее границы должны быть названы точно так же, как у предыдущей. В противном случае при замене сетки придется исправлять или вводить заново описание всех выражений.

В качестве членов выражения можно использовать как константы (*Constants*), так и уже созданные выражения (*Expressions*).

Составляем остальные выражения. Примеры выражений представлены в табл. 3.4.

Таблица 3.4. Примеры выражений для выходного контроля

№	Наименование	Выражение	Описание
1	<i>Kad</i>	<i>1.4</i>	Показатель адиабаты
2	<i>MassFlowInflow</i>	<i>abs(massFlow()@R1 Inlet)*12</i>	Массовый расход на входе
3	<i>MassFlowOutflow</i>	<i>abs(massFlow()@S1 Outlet)*12</i>	Массовый расход на выходе
4	<i>MassFlowErrorPercentages</i>	<i>(MassFlowInflow - MassFlowOutflow) / MassFlowOutflow * 100</i>	Погрешность определения массового расхода в процентах относительно расхода на выходе
5	<i>TotalTemperatureInlet</i>	<i>massFlowAve(Total Temperature)@R1 Inlet</i>	Температура торможения на входе
6	<i>TotalPressureInlet</i>	<i>massFlowAve(Total Pressure)@R1 Inlet</i>	Давление торможения на входе
7	<i>TotalPressureOutlet</i>	<i>massFlowAve(Total Pressure)@S1 Outlet</i>	Давление торможения на выходе
8	<i>Torque</i>	<i>abs(torque_z()@R1 Blade + torque_z()@R1 Hub + torque_z()@wall1)*12</i>	Крутящий момент на валу для всех лопаток
9	<i>ShaftPower</i>	<i>abs(Torque)* abs(25000 [rev min^-1]) / 1 [rad]</i>	Мощность на валу
10	<i>WorkConsumed</i>	<i>ShaftPower / MassFlowOutflow</i>	Затраченная работа
11	<i>WorkEffective</i>	<i>Kad/(Kad-1)*287 [J kg^-1 K^-1] * TotalTemperatureInlet * ((TotalPressureOutlet / TotalPressureInlet)^(Kad-1)/Kad) - 1)</i>	Полезная изэнтропическая работа
12	<i>EfficiencyInPercentages</i>	<i>WorkEffective / WorkConsumed *100</i>	КПД

**Шаг 21.** Задать созданные выражения в качестве отслеживаемых (мониторов) при решении задачи.

*Solver* → правый клик по *Output Control* → *Edit* → переходим на вкладку *Monitor* → ставим галочку на *Monitor Objects* → в окне *Monitor Point and Expressions* добавляем новый монитор (*Add new item*) → назначаем имя немного отличное от выражения, например с добавлением нижнего пробела «*TotalPressureInlet\_*» → в опциях созданного монитора выбираем задание монитора выражением (*Option: Expression*) → правый клик по полю *Expression Value* → выбираем созданное выражение → применяем изменения *Apply* (рис. 3.71).

**Шаг 22.** Создаем мониторы для всех отслеживаемых параметров.

**Шаг 23.** По окончании создания расчетной модели сохранить проект: *File* → *Save Project* и закрыть препроцессор *CFX-Pre*.

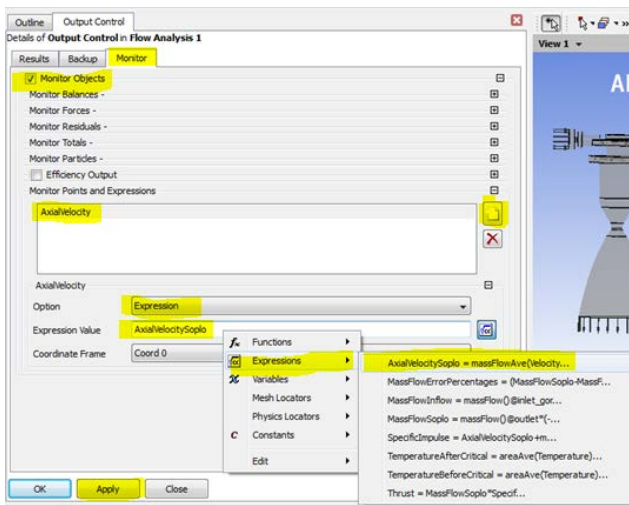


Рис. 3.71. Создание монитора для отслеживания интегрального параметра

## 3.8. Проведение расчетного исследования и обработка результатов

### 3.8.1. Запуск решения

**Шаг 1.** Открыть решатель



**Шаг 2.** Задать параметры многопроцессорного расчета:

Вкладка *Run Definition* → *Run Mode* → *Platform MPI Local Parallel* (режим распараллеливания задачи – локальный с общей памятью) → число параллельных процессов – 4 (или менее, по количеству процессоров и лицензий на используемом компьютере) (рис. 3.72). Академическая учебная лицензия ограничена 4-мя параллельными процессами.

**Шаг 3.** Если есть файл результатов для инициализации (при повторном расчете), то указываем его во вкладке *Initial Values* (для 15-й версии *ANSYS*; в более ранних версиях файл инициализации указывается на вкладке *Run Definition*).

Выбираем вариант инициализации: начальные условия *Initial Conditions* или продолжение расчета *Current Solution Data (if possible)*.


При выборе варианта *Initial Conditions* ставим галочку на *Initial Values Specification*, указываем файл инициализации *File Name*. Убираем галочку продолжения истории расчета *Continue History From*, чтобы не запутаться (рис. 3.73).

**Шаг 4.** Запустить расчет, нажав *Start Run*.

Начнется процесс решения. Ход процесса решения будет отражаться в окне решателя *ANSYS CFX Solver* в виде графиков «невязок» и информационных сообщений (рис. 3.74).

Процесс решения остановится автоматически в том случае, если будет выполнено максимальное число итераций, заданное при

настройке параметров решателя, либо величины невязок для всех уравнений будут меньше заданного значения.

В случае необходимости процесс решения может быть остановлен нажатием кнопки  в верхнем меню.

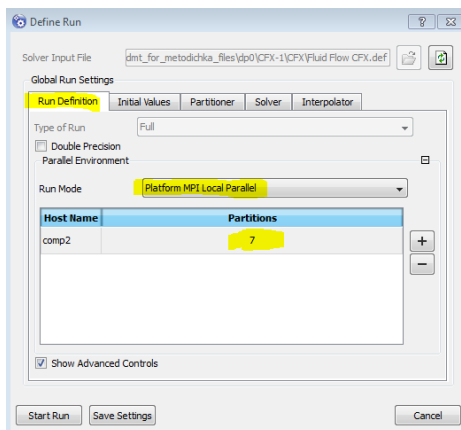


Рис. 3.72. Настройка решателя, вкладка *Run Definition*

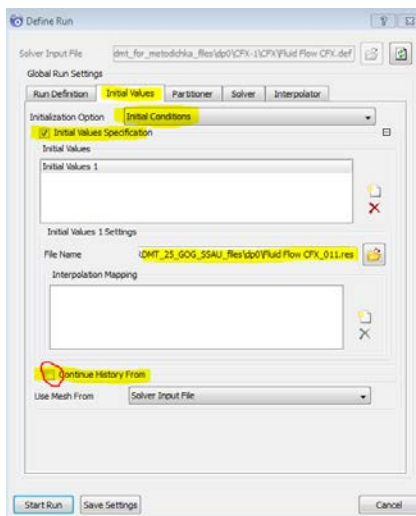


Рис. 3.73. Настройка решателя, вкладка *Initial Values*

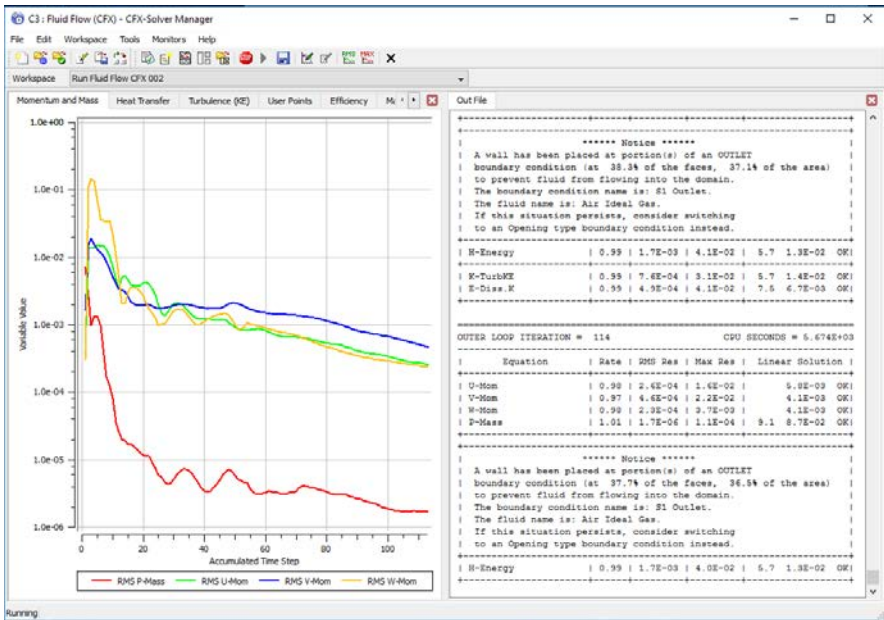



Рис. 3.74. Вид окна программы ANSYS CFX Solver в процессе решения задачи

**Шаг 5.** Заданные выражения для вывода интегральных параметров по умолчанию появляются все в одной вкладке *User Points*. Для оценки параметров это неудобно, поэтому эту вкладку надо удалить и создать отдельные вкладки для разных выражений:

*Workspace* → *New Monitor* или нажать значок *New Monitor*  → дать имя монитору → во вкладке *Plot Lines* в раскрывающемся списке *USER POINT* выбрать параметры для отображения (рис. 3.75).

На один монитор можно вывести несколько параметров, но это удобно, только если они имеют одинаковую размерность и порядок значений.

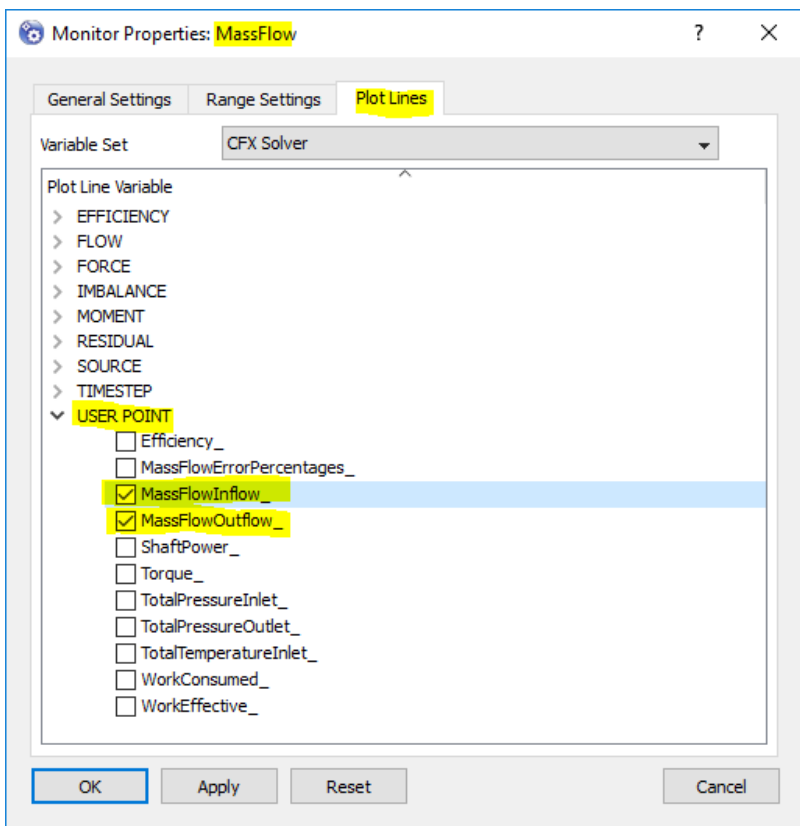


Рис. 3.75. Выбор параметров для наблюдения в мониторе

**Шаг 6.** Для удобного отображения параметров следует вручную задать масштаб и диапазон значений по оси ординат для установившегося режима:

Правый клик по монитору → *Monitor Properties* → вкладка *Range Settings* → галочка *Set Manual Scale (Linear)* → указываем нижний (*Lower Bound*) и верхний (*Upper Bound*) пределы.

### 3.8.2. Оценка качества решения задачи в CFX-Solver

**Шаг 1.** Оценка среднеквадратичной невязки уравнения неразрывности и моментов количества движения.



Эта погрешность должна быть как можно меньше. По умолчанию в *CFX-Pre* задана граница достижения решения по данному параметру  $10^{-4}$ , однако при расчете рекомендуется устанавливать значение  $10^{-6}$  (см. шаг 15, раздел 3.7), поскольку часто при достижении  $10^{-4} \dots 10^{-5}$  интегральные параметры еще не успевают установиться, и требуется дальнейшее решение. Пример хорошего расчета представлен на рис. 3.76. Хорошо видно, что с течением итераций невязки осциллируют около неизменного среднего значения. Это говорит о том, что для данной задачи получено максимально сошедшее решение и дальнейшие итерации не повысят точность.

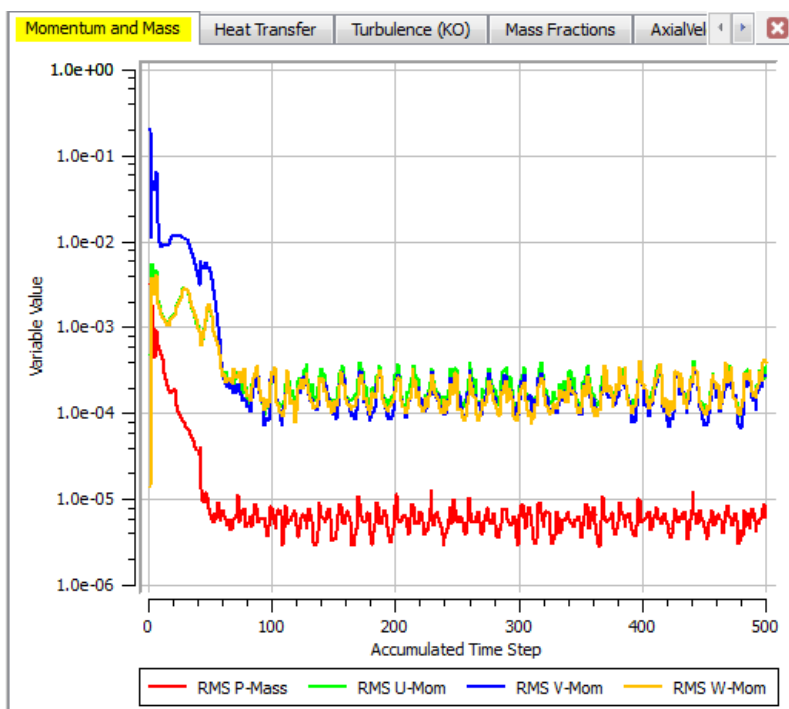


Рис. 3.76. Монитор среднеквадратичной невязки уравнений неразрывности и моментов количества движения

**Шаг 2.** Оценка среднеквадратичной невязки уравнения теплового баланса.

Как правило, при расчете простых течений рабочего тела невязка уравнения теплового баланса не больше  $10^{-3}$ .

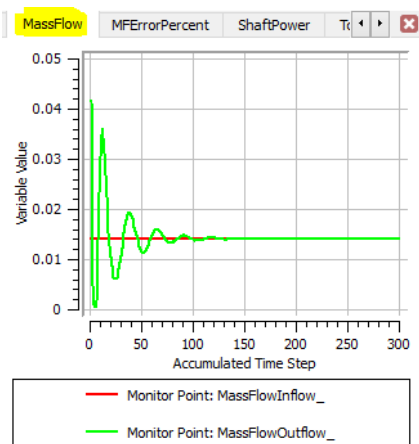
**Шаг 3.** Оценка среднеквадратичной невязки уравнений турбулентности.

Так же, как и для невязки уравнения теплового баланса, среднеквадратичные невязки уравнений турбулентности для течения рабочего тела должны быть не больше  $10^{-3}$ .

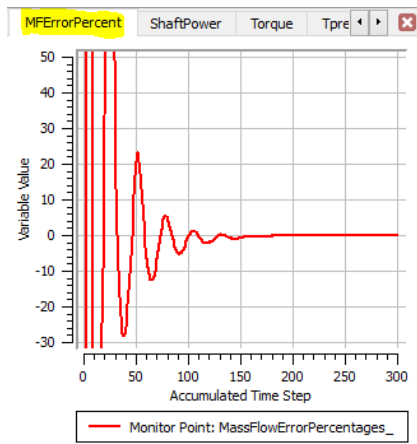
**Шаг 4.** Оценка интегральных параметров.

Интегральные параметры в сошедшейся задаче должны быть постоянными в течение не менее 100–200 итераций, чтобы исключить локальные флуктуации параметров при расчёте. Для оценки интегральных параметров использовать следующие мониторы параметров:

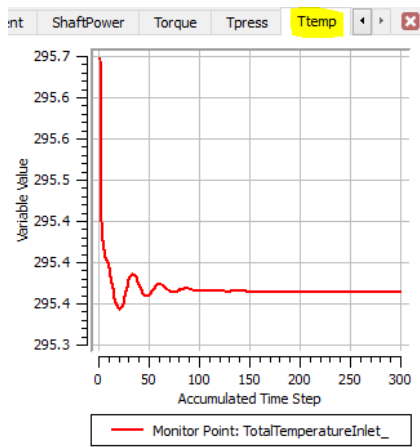
- массовые расходы на входе и на выходе (рис. 3.77, а);
- погрешность определения массовых расходов в процентах (рис. 3.77, б);
- полная температура на входе (рис. 3.77, в);
- полные давления на входе и на выходе (рис. 3.77, г);
- крутящий момент на валу (рис. 3.78, а);
- мощность на валу (рис. 3.78, б);
- работа затраченная и полезная (рис. 3.78, в);
- коэффициент полезного действия (рис. 3.78, г).



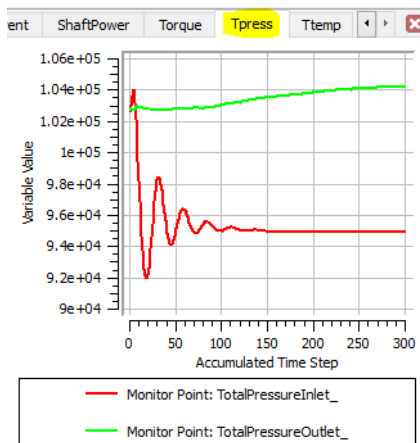
а



б

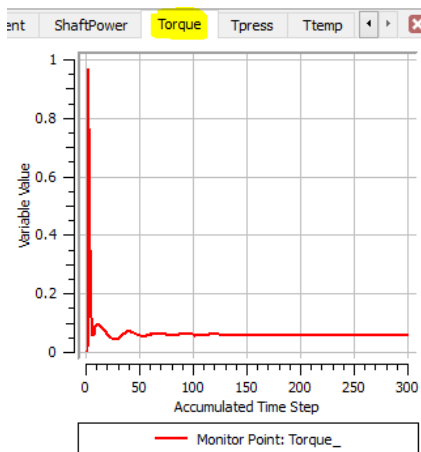


в

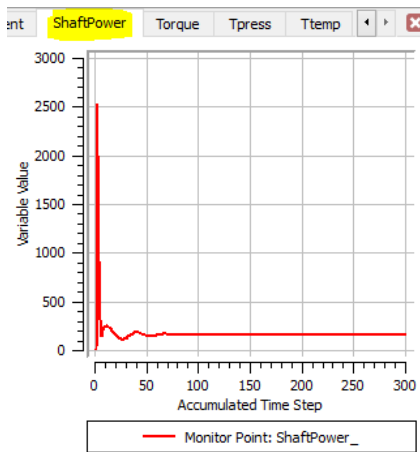


г

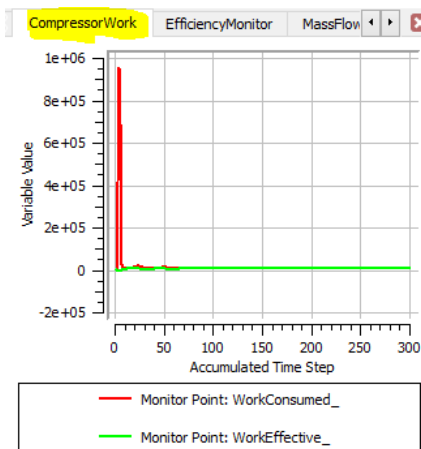
Рис. 3.77. Мониторы интегральных параметров: а – массовые расходы; б – погрешность определения массовых расходов; в – полная температура на входе; г – полные давления на входе и на выходе



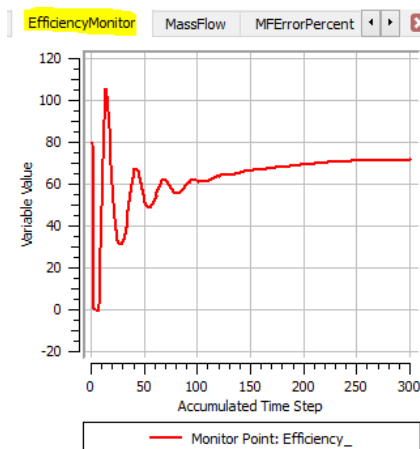
а



б



в



г

Рис. 3.78. Мониторы интегральных параметров: а – крутящий момент на валу; б – мощность на валу; в – работа затраченная и полезная; г – коэффициент полезного действия

### 3.9. Обработка результатов расчета

Обработка результатов расчета осуществляется в программе *ANSYS CFD-Post*. Для ее запуска следует дважды щелкнуть ЛКМ на

строке *Results* подблока *CFX* в рабочей области окна *ANSYS Workbench*. В результате откроется окно программы с загруженными туда результатами расчета (рис. 3.79).

### Шаг 1. Активация турбошаблона для анализа результатов.

Программа *ANSYS CFD-Post* имеет специальный шаблон, облегчающий визуализацию результатов расчета турбомашин. Для его активации перейти на закладку *Turbo* в верхней части меню и в появившемся меню нажать кнопку *Initialize All Components* (рис. 3.80). Это действие запустит инициализацию необходимых компонентов модуля. Поскольку моделируемый компрессор имеет выходную систему, которая необычна для турбомашин, программа не сможет инициализировать турбошаблон для выходной области, о чем будет выдано предупреждающее сообщение (рис. 3.81).

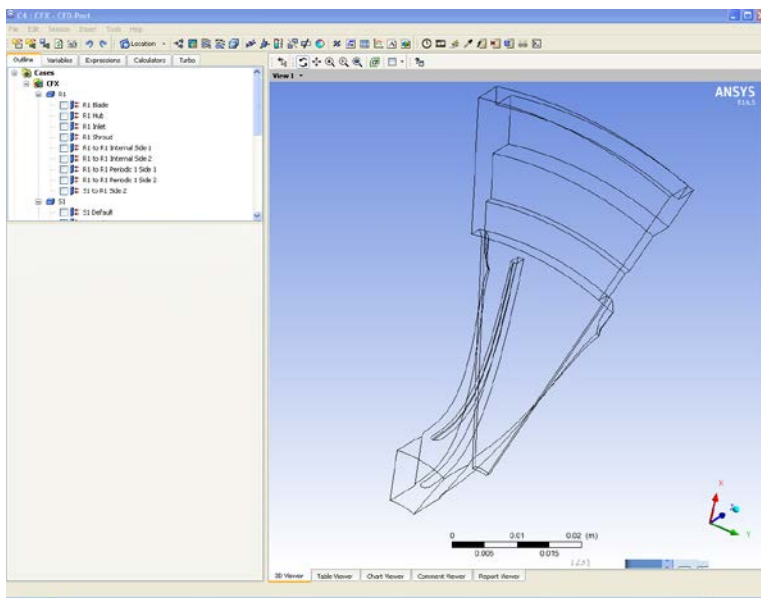


Рис. 3.79. Окно программы *Anslys CFX Post* с загруженными результатами расчета

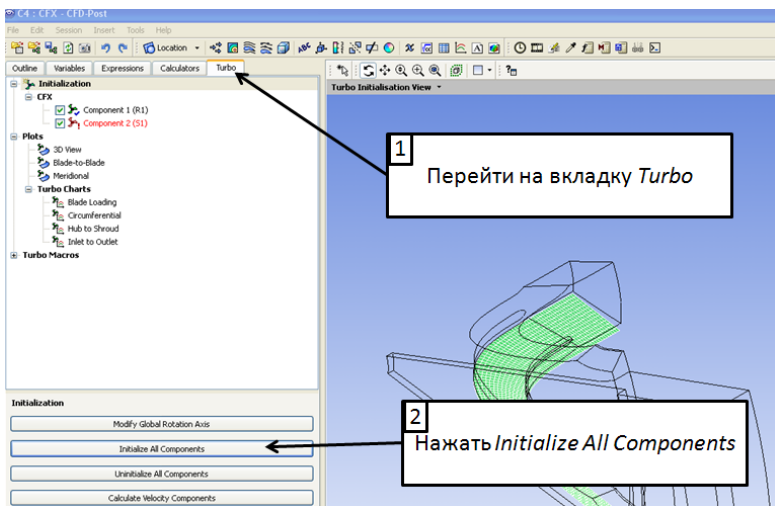


Рис. 3.80. Инициализация турбошаблона

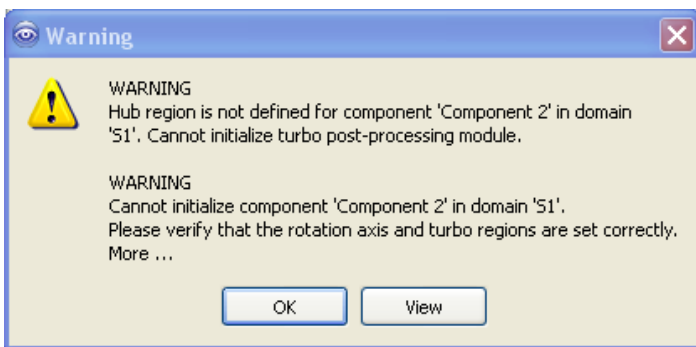


Рис. 3.81. Сообщение о невозможности применения турбошаблона к выходной области моделируемого компрессора

После инициализации турбошаблона в графическом окне за расчетной областью появится меридиональное сечение РК компрессора, а все надписи во вкладке *Turbo* будут ярко подсвечены. После этого пользователь сможет использовать турбошаблоны для анализа течения в РК.

**Шаг 2.** Визуализация полей распределения параметров в межлопаточном канале с помощью турбошаблона (рис. 3.82 и табл. 3.5).

Выбрать пункт *Blade-to-Blade* → в поле *Span* выбрать положение сечения для анализа → выбрать *Contour* в *Plot Type* → в поле *Variable* выбрать интересующий параметр, например давление *Pressure* → в поле *Domain* выбрать интересующую область → в поле *# of Copies* ввести число отображаемых областей → применить *Apply*.

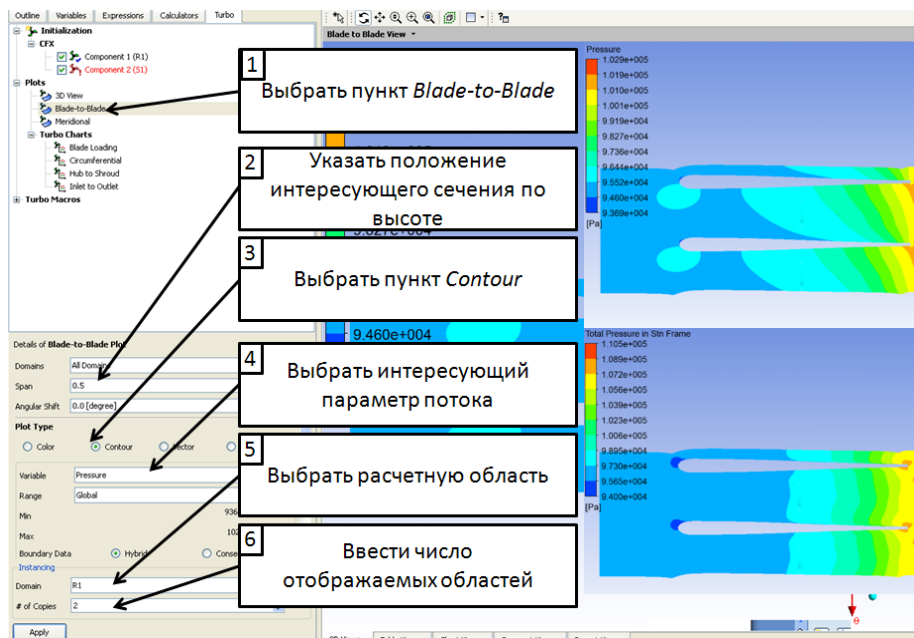


Рис. 3.82. Визуализация поля распределения параметров в межлопаточном канале с помощью турбошаблона

Таблица 3.5. Визуализация поля распределения параметров в межлопаточном канале с помощью турбошаблона

<b>ВЫЗОВ МЕНЮ</b>		
Двойной щелчок ЛКМ на пункте <i>Blade-to-Blade</i> в дереве проекта.		
<b>НАСТРОЙКИ В МЕНЮ</b>		
<i>Пункт меню</i>	<i>Настройка</i>	<i>Пояснение</i>
<i>Span</i>		Выбирается положение интересующего сечения межлопаточного канала по высоте. <i>0</i> соответствует втулочному сечению, <i>1</i> – периферийному.
<i>Plot Type</i>	<i>Contour</i>	Данная настройка показывает, что визуализироваться будут именно поля распределения параметров.
<i>Variable</i>		Выбирается параметр потока, изменение которого желает просмотреть пользователь. Обозначение наиболее употребимых параметров потока в данном списке приведено в прил. 2.
<i>Range</i>	<i>Global</i>	Изменение переменной будет показано во всем диапазоне от минимального до максимального.
<i>Domain</i>	<i>R1</i>	Выбирается элемент расчетной области, который будет скопирован.
<i># of Copies</i>	<i>&gt;2</i>	Указывается число копий элемента.

**Шаг 3.** Визуализация полей распределения осредненных параметров в меридиональном сечении РК с помощью турбошаблона (рис. 3.83 и табл. 3.6).

Выбрать пункт *Meridional* → выбрать *Contour* в *Plot Type* → в поле *Variable* выбрать интересующий параметр, например давление *Pressure* → в поле *# of Contours* ввести число отображаемых контуров → применить *Apply*.



Таблица 3.6. Визуализация поля распределения параметров в межлопаточном канале с помощью турбошаблона

<b>ВЫЗОВ МЕНЮ</b>		
Двойной щелчок ЛКМ на пункте <i>Meridional</i> в дереве проекта.		
<b>НАСТРОЙКИ В МЕНЮ</b>		
<i>Пункт меню</i>	<i>Настройка</i>	<i>Пояснение</i>
<i>Plot Type</i>	<i>Contour</i>	Данная настройка указывает, что визуализироваться будут именно поля распределения параметров.
<i>Variable</i>		Выбирается параметр потока, изменение которого желает просмотреть пользователь. Обозначение наиболее употребимых параметров потока в данном списке приведено в прил. 2.
<i>Range</i>	<i>Global</i>	Изменение переменной будет показано во всем диапазоне от минимального до максимального значения.

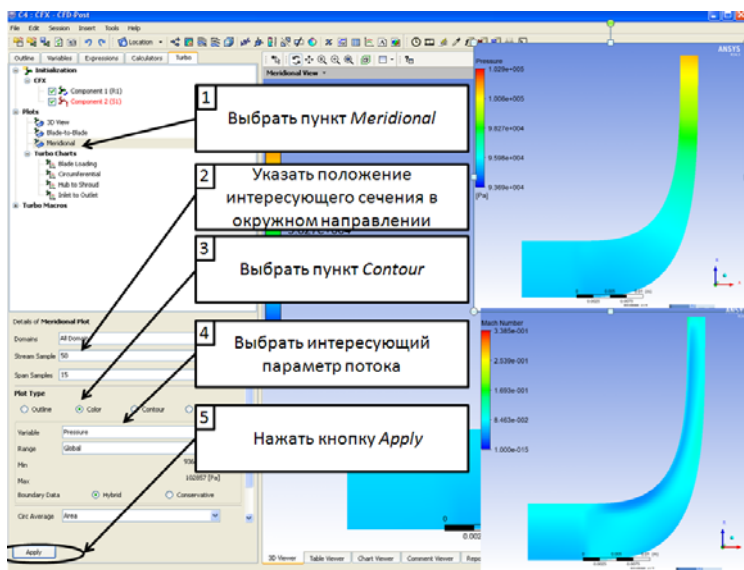


Рис. 3.83. Визуализация поля распределения осредненных параметров в меридиональном сечении с помощью турбошаблона

#### Шаг 4. Визуализация полей векторов с помощью турбошаблона.

Действия выполняются аналогично описанным в шагах 2–3, только в пункте меню *Plot Type* выбирается *Vector*, в поле *Variable* выбирается *Velocity* или *Velocity in Stn Frame*, а в поле *Symbol Size* – размер вектора (рис. 3.84).

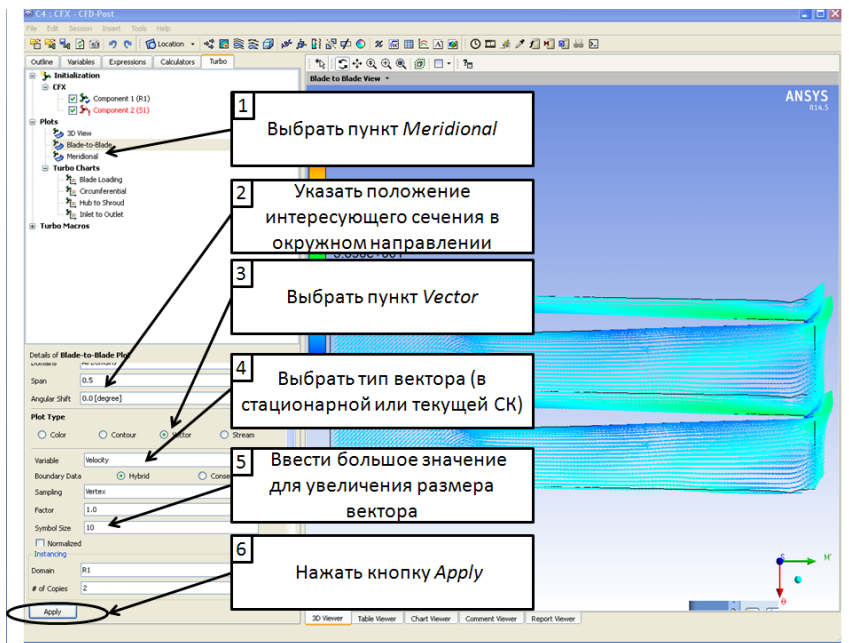


Рис. 3.84. Визуализация векторов в межлопаточном канале с помощью турбошаблона

#### Шаг 5. Визуализация линий тока с помощью турбошаблона.

Действия выполняются аналогично описанным в шаге 2, только в пункте меню *Plot Type* выбирается *Stream*, в поле *Variable* выбирается *Velocity* или *Velocity in Stn Frame*, а в поле *# of Points* – число визуализируемых линий тока (рис. 3.85).

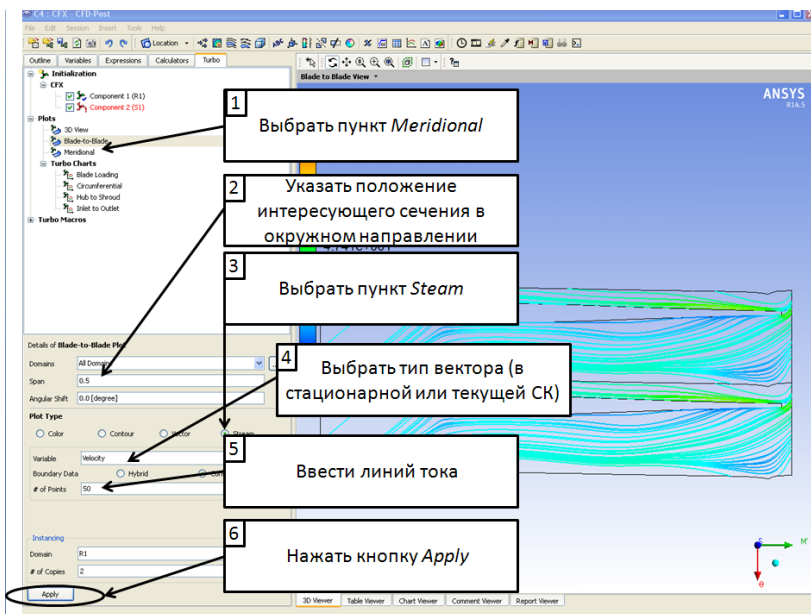


Рис. 3.85. Визуализация линий тока в межлопаточном канале с помощью турбошаблона

**Шаг 6.** Построение поверхности для отображения полей распределения параметров и векторов.

Для того чтобы визуализировать поля распределения параметров, векторов и линий тока в выходной области исследуемого компрессора, необходимо предварительно построить поверхности в том месте, информацию о структуре потока в которых желает получить пользователь. Обычно это плоскости с постоянными линейными координатами (радиусом, углом поворота, осевой координатой и т.п.). Для того чтобы создать такую поверхность, необходимо выполнить следующие действия (рис. 3.86):

- в верхнем меню выбрать *Insert* → *Location* → *Isosurface*;
- присвоить имя создаваемой поверхности;
- в пункте меню *Variable* выбирается, по какой переменной будет строиться изоповерхность (*Radius*, *Theta*, *Axial Distance*, *X*, *Y*, *Z*). Если желаемой переменной нет в списке,

следует воспользоваться расширенным списком, доступ к которому можно получить, нажав на кнопку правее данного поля;

- в пункте меню *Value* выбрать желаемое значение переменной, для ее назначения можно воспользоваться ползунком, расположенным ниже;
- применить настройки, нажав кнопку *Apply*;
- отключить отображение данной поверхности, убрав галочку напротив имени изоповерхности в дереве проекта, в противном случае изоповерхность будет закрывать поле распределения параметров.

Также можно использовать инструмент плоскость *Plane* (*Insert* → *Location* → *Plane*) для создания плоской поверхности.

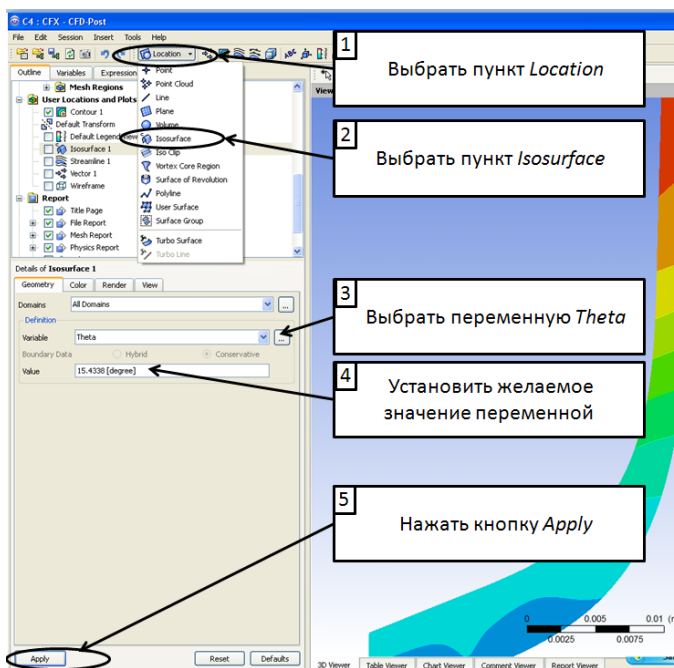


Рис. 3.86. Построение изоповерхности для отображения полей распределения параметров и векторов

**Шаг 7.** Построение полей распределения параметров на предварительно созданной поверхности (рис. 3. 87):

- в верхнем меню выбрать *Insert* → *Contour*;
- присвоить имя;
- выбрать зоны (*Domains*) и положение поверхности (*Locations*);
- выбрать параметр в пункте меню *Variable*;
- применить настройки, нажав кнопку *Apply*.

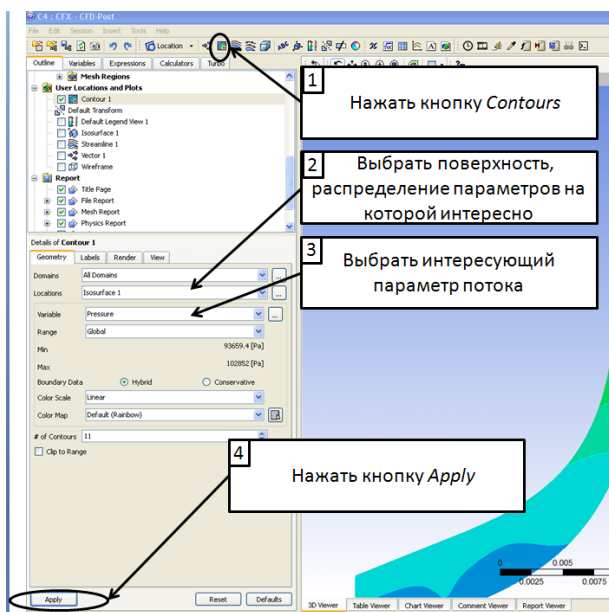


Рис. 3.87. Построение поля распределения параметров на созданной изоповерхности

**Шаг 8.** Построение поля векторов на предварительно созданной поверхности.

Прежде чем построить поле распределения параметров на поверхности, созданной на шаге 7, необходимо отключить отображение данной поверхности, убрав галочку напротив имени изоповерхности в дереве проекта. В противном случае изоповерхность будет закрывать поле распределения параметров.

Для создания поля векторов следует (рис. 3.88):

- в верхнем меню выбрать *Insert* → *Vector*;
- выбрать зоны (*Domains*) и положение поверхности (*Locations*);
- изменить масштаб вектора в пункте меню *Factor*;
- выбрать параметр в пункте меню *Variable*;
- применить настройки, нажав кнопку *Apply*.

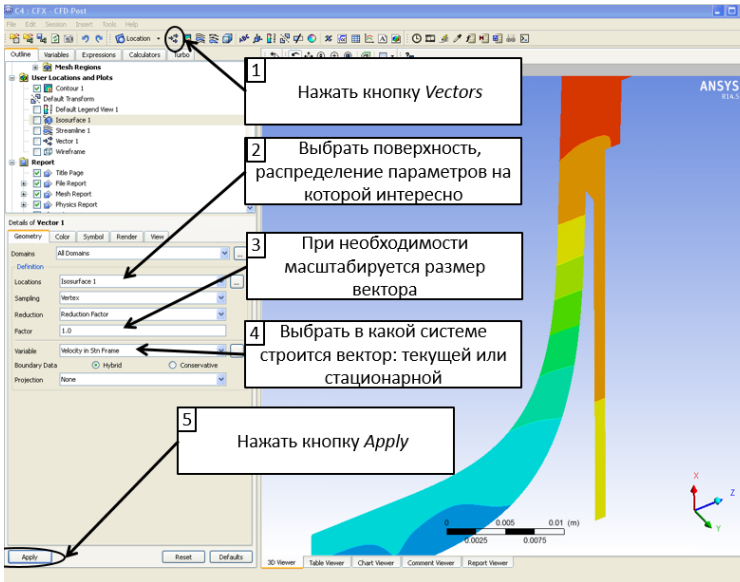


Рис. 3.88. Построение поля векторов на созданной изоповерхности

**Шаг 9.** Построение линий тока в расчетной области (рис. 3.89):

- в верхнем меню выбрать *Insert* → *Streamline*;
- выбрать тип линий тока *3D Streamline*;
- выбрать зоны (*Domains*) и начальную поверхность (*Start From*), от которой будут строиться линии тока;
- изменить количество начальных точек *# of Points*, если необходимо рассмотреть поток более детально;
- выбрать параметр в пункте меню *Variable*;
- применить настройки, нажав кнопку *Apply*.

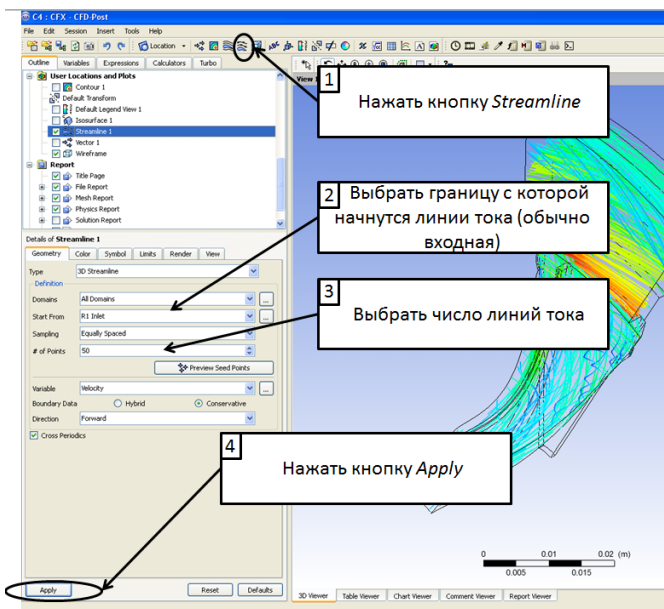


Рис. 3.89. Построение линий тока

**Шаг 10.** Вычисление КПД компрессора с помощью созданных ранее выражений.

Наиболее простым способом вычисления КПД компрессора и других параметров является использование уже созданных выражений, представленных в табл. 3.5. Для этого необходимо:

- перейти на вкладку *Expressions*;
- выбрать ранее созданное выражение, например *EfficiencyInPercentages*, дважды кликнув ЛКМ;
- вычислить, нажав кнопку *Apply*.

В общем случае КПД компрессора может быть вычислен по следующей формуле:

$$\eta_K = \frac{L_{KS}}{L_K},$$

где  $L_{КС}$  – изоэнтропическая (затраченная) работа, вычисляемая по формуле:

$$L_{КС} = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left( \left( \frac{p_2^*}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

где  $k = 1,4$  – показатель адиабаты воздуха;

$T_0^*$  – температура газа на входе в компрессор, К;

$p_0^*$  – полное давление газа на входе в компрессор, Па;

$p_2^*$  – полное давление на выходе из компрессора, Па;

$R = 287 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$  – универсальная газовая постоянная.

Удельная работа на валу компрессора (полезная работа) равна:

$$L_{\text{к}} = \frac{N}{G},$$

где  $G$  – расход воздуха, проходящий через входное сечение компрессора, кг/с;

мощность на валу компрессора  $N$  определяется по следующей формуле:

$$N = z \cdot M_{\text{КРi}} \cdot \frac{\pi n}{30},$$

где  $n$  – частота вращения ротора компрессора, об/мин (она является одним из граничных условий),  $z$  – число лопаток РК,  $M_{\text{КРi}}$  – крутящий момент на лопатках РК, определенный вокруг оси вращения, Н.м.

Все параметры потока, необходимые для вычисления КПД по этим формулам, вычисляются с помощью *Function Calculator*.

**Шаг 11.** Определение интегральных значений параметров потока на границах расчетной области с помощью *Function Calculator* (рис. 3.90):



- перейти на вкладку *Calculators* под главным меню;
- выбрать *Function Calculator*, дважды щелкнув ЛКМ;
- выбрать интересующую функцию, область вычисления, переменную (в некоторых случаях переменная является функцией, например расход *MassFlow*);
- вычислить значение, нажав кнопку *Calculate*.

В поле *Results* будет показана рассчитанная величина.

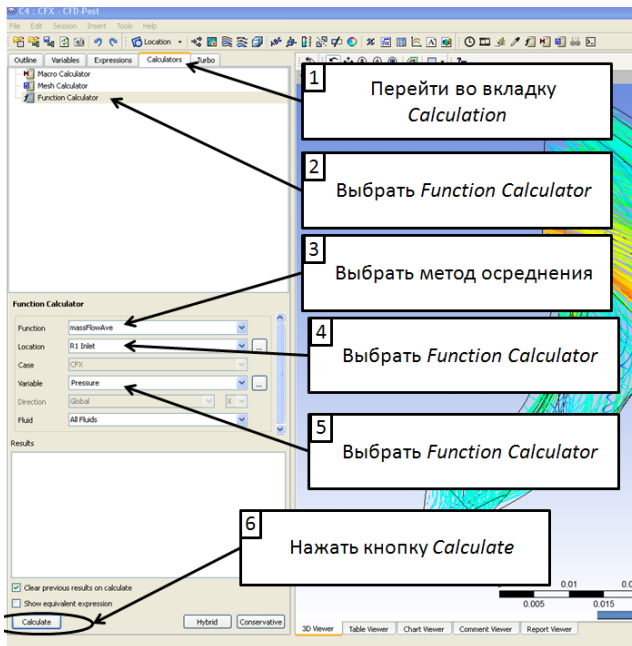


Рис. 3.90. Определение интегральных значений параметров потока на границах расчетной области

В таблице 3.7 и на рис. 3.91...3.93 для примера приведены типовые настройки для вычисления наиболее востребованных параметров течения.

Таблица 3.7. К определению наиболее важных параметров потока

Переменная	<i>Function</i>	<i>Variable</i>
Расход рабочего тела	<i>MassFlow</i>	-
Крутящий момент	<i>Torque</i>	в поле <i>Axis</i> указать ось вращения (в примере <i>Z</i> )
Плотность	<i>massFlowAve</i>	<i>Density</i>
Число Маха в текущей СК	<i>massFlowAve</i>	<i>Mach Number</i>
Число Маха в стационарной СК	<i>massFlowAve</i>	<i>Mach Number in Stn Frame</i>
Статическое давление	<i>massFlowAve</i>	<i>Pressure</i>
Давление торможения в текущей СК	<i>massFlowAve</i>	<i>Total Pressure</i>
Давление торможения в стационарной СК	<i>massFlowAve</i>	<i>Total Pressure in Stn Frame</i>
Статическая температура	<i>massFlowAve</i>	<i>Temperature</i>
Температура торможения в текущей СК	<i>massFlowAve</i>	<i>Total Temperature</i>
Температура торможения в стационарной СК	<i>massFlowAve</i>	<i>Total Temperature in Stn Frame</i>
Скорость в текущей СК	<i>massFlowAve</i>	<i>Velocity</i>
Скорость потока в неподвижной СК	<i>massFlowAve</i>	<i>Velocity in Stn Frame</i>

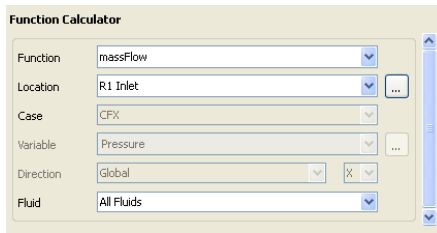


Рис. 3.91. Настройка меню *Function Calculator* для вычисления расхода рабочего тела через входную границу

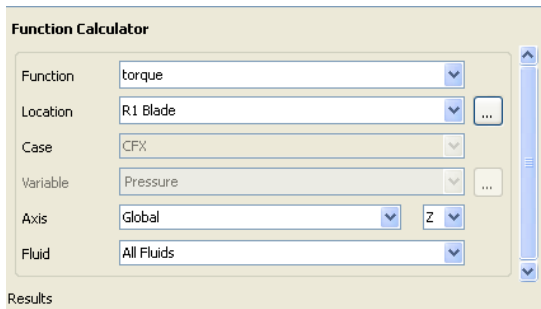


Рис. 3.92. Настройка меню *Function Calculator* для вычисления крутящего момента на лопатках вокруг оси OZ

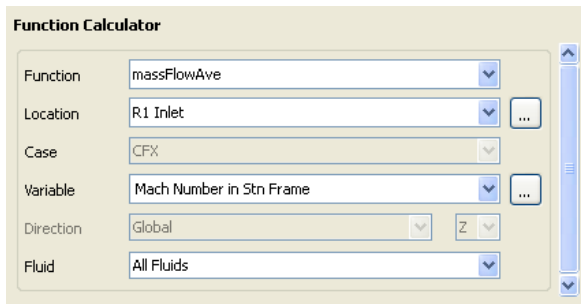


Рис. 3.93. Настройка меню *Function Calculator* для вычисления Числа Маха в стационарной СК на входной границе

## 4. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ И ОТЧЕТА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Лабораторная работа по расчетному и экспериментальному исследованию рабочего процесса компрессора рассчитана на 8 академических часов.

Лабораторное занятие начинается с краткого лекционного обзора, во время которого преподаватель напоминает студентам назначение, классификацию и принцип действия компрессоров, а также основные параметры, характеризующие его работу и процесс преобразования энергии в ступени. В этой части занятия преподаватель также подробно описывает устройство экспериментального стенда. Контроль усвоения материала проводится путем выборочного опроса студентов группы.

На следующем этапе проводится эксперимент. Для этого студенты разбиваются на подгруппы по 5...6 человек. Каждая из них самостоятельно, под присмотром лаборанта, по инструкции, приведенной в разделе 2.3, снимает характеристики компрессора при фиксированной частоте вращения ротора, указанной преподавателем. Студенты остальных подгрупп снимают подобные характеристики, но при других частотах вращения РК. Полученные результаты эксперимента вместе с атмосферными условиями в момент проведения работы ( $t_n$  и  $p_n$ ) распечатываются на специальном бланке для каждого студента.

Каждая группа студентов обрабатывает результаты проведенного ими эксперимента по методике, приведенной в разделе 2.4. Результаты расчета заносятся в бланк отчета. В нем должна содержаться следующая информация:

- схема экспериментальной установки;
- протокол испытаний, в котором приведены параметры, определенные непосредственно в ходе испытаний, и атмосферные условия;
- таблица с результатами обработки произведенных измерений;

- построенные по результатам эксперимента напорные и КПД - характеристики микрокомпрессора  $\pi_{\kappa}^*, \eta_{\kappa} = f(G_{\text{в}})$  при заданной частоте вращения  $n$ .

Пример оформления отчета об экспериментальном исследовании приведен в прил. 1.

После завершения обработки результатов испытания преподаватель назначает каждому студенту точку на полученной характеристике, течение в которой он должен будет исследовать расчетным путем, по методике, приведенной в главе 3.

Кроме того, каждый студент получает одно из индивидуальных заданий, приведенных в разделе 5.1. В ходе его выполнения студент должен будет провести расчетное исследование рабочего процесса компрессора с измененными условиями работы относительно базового варианта и теоретически обосновать полученные результаты, опираясь на материалы главы 1, конспект лекций или учебники [1, 2].

После выполнения перечисленных заданий студент представляет преподавателю отчет, состоящий:

- из протокола испытания;
- результатов расчетного исследования в указанной ему расчетной точке;
- выполненного индивидуального задания.

Контроль усвоения материала производится путем устного опроса. Каждый студент должен ответить на 4 контрольных вопроса:

- №1 о назначении, классификации и устройстве компрессора (вопросы 1...10 в разделе 5.2.1);
- №2 о теоретических основах рабочего процесса компрессора (вопросы 11...41 в разделе 5.2.1);
- №3 вопрос, связанный с экспериментальным исследованием рабочего процесса компрессора (раздел 5.2.2);
- №4 вопрос, связанный с расчетным исследованием рабочего процесса компрессора (раздел 5.2.3).

При подготовке ответов на контрольные вопросы студенту разрешается пользоваться теоретическим материалом, изложенным в главе 1, конспектами лекций и литературой из списка использованных источников.

Оценка работы студента при выполнении лабораторной работы выставляется по результатам проверки отчета и устных ответов на контрольные вопросы. Оценка за каждый элемент отчета и вопрос ставится исходя из максимальных баллов, приведенных в табл. 4.1.

Таблица 4.1. Максимальные оценки за каждый элемент выполнения лабораторной работы

Наименование работы	Максимальный балл
Экспериментальное исследование	<i>1</i>
Результаты расчетного исследования	<i>2</i>
Выполнение индивидуального задания	<i>3</i>
Вопрос №1 о назначении, классификации и устройстве компрессора	<i>0,5</i>
Вопрос №2 о теоретических основах рабочего процесса компрессора	<i>1</i>
Вопрос №3, связанный с экспериментальным исследованием рабочего процесса компрессора	<i>0,5</i>
Вопрос №4, связанный с расчетным исследованием рабочего процесса компрессора	<i>1</i>

## 5. ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ОТЧЕТА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

### 5.1. Индивидуальные задания

1. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при увеличении частоты вращения РК  $n$  на 10 %. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

2. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при уменьшении частоты вращения РК  $n$  на 10 %. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

3. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при увеличении температуры рабочего тела на входе  $T_B^*$  на 10 %. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

4. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при уменьшении температуры рабочего тела на входе  $T_B^*$  на 10 %. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

5. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при увеличении расхода рабочего тела на входе  $G_B^*$  на 10 %. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

6. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при уменьшении расхода рабочего тела на входе  $G_B^*$  на 10 %. Объясните физические причины полученных результатов,

опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

7. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при увеличении угла выхода потока из ВНА  $\alpha_1$  на  $10^\circ$ . Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

8. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при уменьшении угла выхода потока из ВНА  $\alpha_1$  на  $10^\circ$ . Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

9. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при увеличении диаметра рабочего колеса на  $1,5$  мм. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

10. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при уменьшении диаметра рабочего колеса на  $1,5$  мм. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

11. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при появлении утечки рабочего тела за РК величиной в  $10\%$  от расхода рабочего тела на входе. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

12. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при появлении втекания рабочего тела за РК величиной в  $10\%$  от расхода рабочего тела на входе. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.



13. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при появлении утечки рабочего тела за РК величиной в 20% от расхода рабочего тела на входе. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

14. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при увеличении статического давления за компрессором  $p_k$  на 10 %. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на полученные течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

15. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при уменьшении статического давления за компрессором  $p_k$  на 10 %. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

16. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при увеличении числа лопаток РК на 2 единицы. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

17. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при уменьшении числа лопаток РК на 2 единицы. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

18. Рассчитайте, как изменятся параметры рабочего процесса компрессора при установке за РК лопаточного диффузора, чертеж которого приведен на рис. 5.1. Объясните физические причины полученных результатов, опираясь на картины течения и теоретические представления о рабочем процессе компрессора.

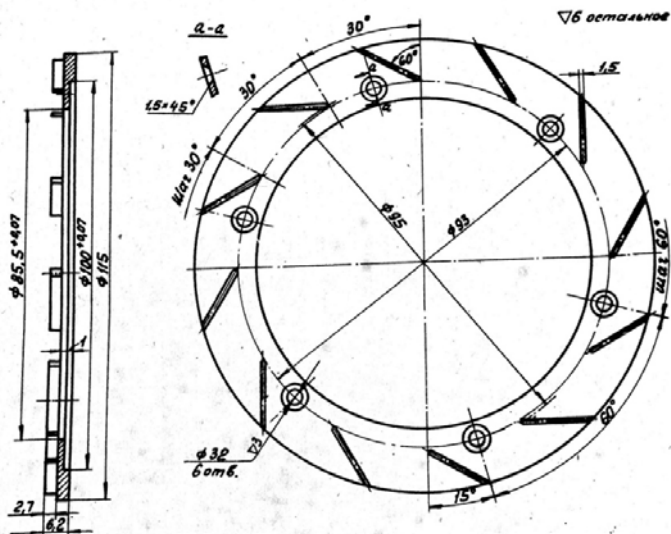


Рис. 5.1. Чертеж лопаточного диффузора к индивидуальному заданию №17 [15]

## 5.2. Контрольные вопросы для отчета лабораторной работы

### 5.2.1. Вопросы по теории рабочего процесса компрессора

1. Какие функции выполняет компрессор?
2. Для чего используется компрессор?
3. Каким образом можно классифицировать компрессоры?
4. Каким образом компрессоры классифицируются по направлению движения рабочего тела?
5. Каково принципиальное отличие между центробежным и осевым компрессором?
6. Назовите достоинства и недостатки осевых компрессоров.
7. Назовите достоинства и недостатки центробежных компрессоров.
8. Из каких элементов состоит ступень осевого компрессора?

9. Из каких элементов состоит ступень центробежного компрессора?

10. Поясните физический смысл степени сжатия компрессора  $\pi_K^*$ .

11. Какой тип компрессора обеспечивает получение большей степени сжатия? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.

12. Для чего компрессору необходимо рабочее колесо? Поясните свой ответ.

13. Почему в компрессоре воздух движется из области меньшего давления в зону повышенного давления? Поясните свой ответ.

14. Куда расходуется работа, подводимая к компрессору?

15. Что необходимо сделать, чтобы большая часть подводимой в компрессоре работы расходовалась на повышение давления? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.

16. Каким образом в конструкции компрессора организуется торможение потока в относительном движении?

17. Каким образом в конструкции компрессора организуется действие инерционных сил?

18. Почему в компрессоре происходит повышение давления? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.

19. Почему давление растет в направляющем аппарате компрессора?

20. За счет чего растет давление в РК осевого компрессора? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.

21. За счет чего растет давление в РК центробежного компрессора? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.

22. Для чего в компрессоре устанавливается направляющий аппарат? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.

23. Какие функции выполняет рабочее колесо?

24. Почему нельзя сделать лопаточный компрессор без подвижного рабочего колеса?

25. Почему высота лопатки компрессора уменьшается к выходу? Поясните свой ответ, опираясь на известные физические законы.

26. Что необходимо сделать, чтобы высота лопатки компрессора не уменьшалась к выходу?

27. Изобразите график изменения абсолютной скорости  $c$  по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.

28. Изобразите график изменения относительной скорости  $w$  по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.

29. Изобразите график изменения статического давления  $p$  по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.

30. Изобразите график изменения полного давления  $p^*$  по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.

31. Изобразите график изменения статической температуры  $T$  по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.

32. Изобразите график изменения полной температуры  $T^*$  по длине проточной части ступени компрессора. Поясните его протекание.

33. Поясните, что такое КПД компрессора  $\eta_k$ .

34. За счет чего растет давление в лопаточном направляющем аппарате осевого компрессора?

35. За счет чего растет давление в щелевом диффузоре центробежного компрессора?

36. Почему нецелесообразно компрессоры выполнять центробежными?

37. Поясните сущность потерь на дополнительное объемное сжатие в компрессоре.

38. Какое действие оказывают гидравлические потери в проточной части компрессора?

39. Изобразите и поясните цепочку передачи энергии от источника энергии к потоку в компрессоре.

40. Каким образом и почему повлияет на степень сжатия в ступени компрессора  $\pi_k^*$  увеличение температуры воздуха на входе в компрессор  $T_v^*$  при неизменной подводимой мощности? Поясните свой ответ.

41. Каким образом и почему повлияет на степень сжатия в ступени компрессора  $\pi_k^*$  увеличение частоты вращения РК при прочих равных условиях? Поясните свой ответ.

### ***5.2.2. Вопросы, связанные с экспериментальным исследованием компрессоров***

1. Каким типом двигателя приводится во вращение РК компрессора на экспериментальном стенде? Что еще может использоваться для этих целей?
2. Объясните принцип измерения давления в эксперименте.
3. Почему отбор давления для измерения давления за компрессором происходит в двух точках?
4. Объясните принцип действия расходомера.
5. Каким образом в эксперименте находится степень сжатия  $\pi_k^*$ ?
6. Объясните принцип измерения частоты вращения РК компрессора.
7. Каким образом в эксперименте определяется массовый расход воздуха через компрессор  $G_B$ ?
8. Каким образом находится крутящий момент на РК турбины?
9. Какие допущения заложены в методике обработки эксперимента (раздел 2.4)?
10. Каким образом находится мощность, развиваемая турбиной?
11. Каким образом в эксперименте оценивается значение КПД компрессора  $\eta_k$  ?
12. Назовите основные недостатки и сложности экспериментального изучения рабочего процесса компрессора.
13. Какие параметры необходимо измерить в ходе выполнения эксперимента для определения КПД  $\eta_k$  ?
14. Почему при закрытии окна, регулирующего расход, частота вращения ротора увеличивается?

### **5.2.3. Вопросы, связанные с анализом результатов, полученных в численном расчете**

1. Визуализируйте поле изменения статических давлений  $p$  в межлопаточном канале на высоте 50 % и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.

2. Визуализируйте поле изменения заторможенных давлений  $p^*$  в межлопаточном канале на высоте 50 % и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.

3. Визуализируйте поле изменения статических температур  $T$  в межлопаточном канале на высоте 50 % и меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.

4. Визуализируйте поле изменения заторможенных температур  $T^*$  в межлопаточном канале на высоте 50 % и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.

5. Визуализируйте поле изменения числа Маха в подвижной СК в межлопаточном канале на высоте 50 % и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.

6. Визуализируйте поле изменения чисел Маха в неподвижной СК в межлопаточном канале на высоте 50 % и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.

7. Визуализируйте поле векторов в относительной СК в межлопаточном канале на высоте 50 % и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.

8. Визуализируйте поле векторов в абсолютной СК в межлопаточном канале на высоте 50 % и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.

9. Визуализируйте поле изменения плотности  $\rho$  в межлопаточном канале на высоте 50 % и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.

10. Визуализируйте линии тока в межлопаточном канале на высоте 50 % и в меридиональном сечении исследуемого компрессора. Поясните его протекание.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Белоусов, А.Н. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст] / А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько. – Самара: ФГУП «Изд-во Самарский Дом печати», 2003. – 336с.
2. Холщевников, К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст]: учебник / К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432с.
3. Емин, О.Н. Выбор параметров и газодинамический расчет осевых компрессоров и турбин авиационных ГТД [Текст]: учеб. пособие/ О.Н. Емин, В.Н. Карасев, Ю.А. Ржавин. – М.: Дипак, 2004. – 156 с.
4. Japike, D. Introduction to Turbomachinery [Текст] / D. Japike, N.C. Vaines, Concept NREC ETI INC.
5. Батурин, О.В. Исследование рабочего процесса центробежного компрессора с помощью численных методов газовой динамики [Текст] / О.В. Батурин, Д.А. Колмакова, В.Н. Матвеев. – Самара: Изд-во СГАУ, 2013. – 160с.
6. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя [Текст] / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1974. – 711с.
7. Андерсон, Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен [Текст]. В 2-х т. / Д. Андерсон, Дж. Таннехил, Р. Плетчер. – М.: Мир, 1990. – 384с.
8. Флетчер, К. Вычислительные методы в динамике жидкостей [Текст]. В 2-х т. / К. Флетчер. – М.: Мир, 1991. – 1056с.
9. Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин / А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин, В.М. Радько, В.С. Кузьмичев. – Самара: Изд-во СГАУ, 2006, 316 с.
10. Материалы сети Интернет.
11. Кулагин, В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термодинамический анализ [Текст]: учебник / В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.

12. Тихонов, Н.Т. Теория лопаточных машин авиационных ГТД [Текст] / Н.Т. Тихонов, Н.Ф. Мусаткин, В.Н. Матвеев. – Самара, 2001.

13. Иноземцев, А.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок» [Текст]: серия «Газотурбинные двигатели». Т. II. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. Общие сведения. Компрессоры. Камеры сгорания. Форсажные камеры. Турбины. Выходные устройства [Текст] / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. – М.: Машиностроение, 2008. – 366 с.

14. ГОСТ 23851-79 Двигатели авиационные газотурбинные.

15. Наталевич, А.С. Лабораторный практикум по курсу «Лопаточные машины» [Текст] / А.С. Наталевич, В.П. Ильин, А.А. Трофимов, С.В. Кбеке. – Куйбышев: Из-во КуАИ, 1970. – 31с.

16. Ржавин, Ю.А. Осевые и центробежные компрессоры двигателей летательных аппаратов. Теория, конструкция и расчет [Текст]: учебник / Ю.А. Ржавин. – М.: Изд-во МАИ, 1995. – 344 с.

17. Экспериментальное определение характеристик малоразмерных лопаточных машин [Текст] : учеб. пособие / О. В. Батурин [и др.]. – Самара: Изд-во СГАУ, 2006. – 127 с.



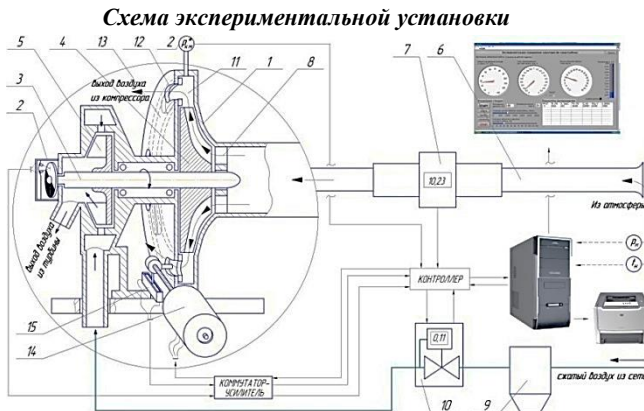
**ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ ОТЧЕТА ОБ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ**

Студент \_\_\_\_\_

Группа \_\_\_\_\_

№ вопроса	оформление	Вопрос №1	Вопрос №2	Вопрос №3	Доп. балл	Σ
Макс.балл	2	1	1	1		
Балл						

Эксперимент провести при частоте вращения: 25000об/мин



**Атмосферные условия**

$p_H$ , кПа	99,2	$t_H$ , °C	23
-------------	------	------------	----

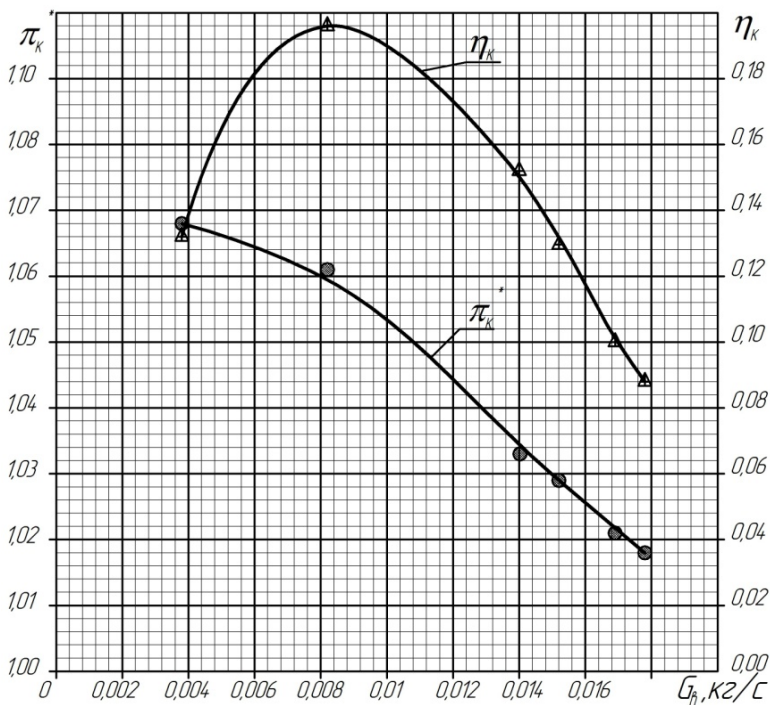
**Результаты измерений**

Номер режима	Позиция заслонки	$n$ , мин <sup>-1</sup>	$Q_{в}$ , л/мин	$P^*$ КМ, кПа	$P^*$ ТМ, кПа	$M_{кр}$ , Н·см
1	100	25080	912,7	1,8	94,6	12,22
2	60	25020	869,5	2,1	89,8	11,66
3	50	25080	779,9	2,9	83,7	10,92
4	40	25020	721,4	3,5	79,4	10,42
5	30	25200	416,0	6,1	58,6	7,95
6	20	25200	199,7	6,7	44,4	6,27

**Результаты определения основных параметров компрессора**

	$T_H, K$	$p_{K^*},$ кПа	$p_{T^*},$ кПа	$\rho_B,$ $\frac{кг}{м^3}$	$G_B,$ кг/с	$N_K,$ Вт	$\frac{H_z,$ $\frac{Дж}{кг}}$	$\pi_K^*$	$\frac{L_{KS}}{кг}$ $\frac{Дж}{кг}$	$\eta_K^*$
1	296,15	101,0	193,8	1,17	0,0178	320,8	18068	1,018	1533	0,085
2	296,15	101,3	189,0	1,17	0,0169	305,3	18053	1,021	1787	0,099
3	296,15	102,1	182,9	1,17	0,0152	286,7	18895	1,029	2460	0,130
4	296,15	102,7	178,6	1,17	0,0140	272,9	19446	1,035	2963	0,152
5	296,15	105,3	157,8	1,17	0,0081	209,7	25913	1,061	5118	0,198
6	296,15	105,9	143,6	1,17	0,0039	165,4	42573	1,068	5610	0,132

**Напорная и КПД характеристики микрокомпрессора при  $n= 25000.мин^{-1}$**



**ОБОЗНАЧЕНИЕ НАИБОЛЕЕ УПОТРЕБИМЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА  
В ПРОГРАММЕ ANSYS CFX**

Переменная	Обозначение	Название в списке
Плотность	$\rho$	<i>Density</i>
Число Маха в текущей СК	$M_w$	<i>Mach Number</i>
Число Маха в стационарной СК	$M$	<i>Mach Number in Stn Frame</i>
Статическое давление	$p$	<i>Pressure</i>
Давление торможения в текущей СК	$p_w^*$	<i>Total Pressure</i>
Давление торможения в стационарной СК	$p^*$	<i>Total Pressure in Stn Frame</i>
Статическая температура	$T$	<i>Temperature</i>
Температура торможения в текущей СК	$T_w^*$	<i>Total Temperature</i>
Температура торможения в стационарной СК	$T^*$	<i>Total Temperature in Stn Frame</i>
Скорость в текущей СК	$w$	<i>Velocity</i>
Скорость потока в неподвижной СК	$c$	<i>Velocity in Stn Frame</i>

Учебное издание

*Батурин Олег Витальевич,  
Зубанов Василий Михайлович,  
Попов Григорий Михайлович,  
Новикова Юлия Дмитриевна*

**РАСЧЕТНОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ  
РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА**

*Учебное пособие*

Редактор Ю.Н. Литвинова  
Компьютерная вёрстка: А.В. Ярославцева

Подписано в печать 26.06.2017. Формат 60×84 1/16.  
Бумага офсетная. Печать офсетная. Печ. л. 10,0.  
Тираж 25 экз. Заказ . Арт. 13/2017.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА»  
(Самарский университет)  
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

---

Издательство Самарского университета.  
443086, Самара, Московское шоссе, 34.