

- Министерство образования и науки Российской Федерации

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО

В.А. Черников, Е.Ю. Семакина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНЫХ
ЧАСТЕЙ ТУРБИН

Методические указания к лабораторным работам по дисциплине
«Промышленные испытания и проведение эксперимента
энергетических машин»

Санкт-Петербург
2022

УДК:625. 224.7(075.8) ББК 31.56я73 Б 929

Черников В.А., Семакина Е.Ю. Определение аэродинамических характеристики элементов проточных частей турбин: учеб. пособие / В.А. Черников, Е.Ю. Семакина. СПб, 2022. 66 с.

Учебное пособие соответствует ФГОС ВПО по направлению 13.03.03 «Энергетическое машиностроение», программа подготовки бакалавров 13.03.03-02 «Газотурбинные, паротурбинные установки и двигатели» и по направлению 13.04.03 «Энергетическое машиностроение», магистерская программа 13.04.03-02 «Паровые и газовые турбины».

Приведены аэродинамические характеристики основных элементов проточных частей турбин и методы их экспериментального и расчетного определения. Рассмотрены методы измерения векторов скоростей и параметров трехмерного потока, применительно к турбонасосам. Изложены основные методы и алгоритмы осреднения параметров потока. Представлены элементы теории ошибок эксперимента и неопределенностей.

Предназначено для студентов энергомашиностроительного факультета, изучающих курсы «Механика жидкости и газа», «Энергетические машины и установки», «Энергетические машины», «Паро- и газотурбинные установки» и «Планирование, обработка и анализ эксперимента».

© Черников В.А., Семакина Е.Ю., 2021
© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2021

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИНДЕКСЫ И СОКРАЩЕНИЯ

Величина	Обозначение	Размерность
КПД ступени по полным и по статическим параметрам	η^*, η	-
Потери с выходной кинетической энергией	$\Delta \bar{h}_{c_{вых}}$	-
коэффициент потерь кинетической энергии (коэффициент полных потерь)	ξ	-
Термодинамическая и кинематическая степени реактивности	ρ_T, ρ_K	-
Коэффициенты скорости для решеток НА и РК	φ, ψ	-
Коэффициенты циркуляции и скорости	\bar{c}_u, \bar{c}_z	-
Коэффициент восстановления давления диффузора	C_p	-
Относительный прирост КПД	$\Delta \bar{\eta}_{+D}$	-
Характеристическое число турбинной ступени	$\nu = u/C_0$	-
Теоретическая скорость	C_0	-
Полное давление и давление в потоке	$p^*, p,$	Па
Полная температура и температура	T^*, T	К
Внутренняя мощность	N	Вт
Удельная энтальпия	h	Дж/кг·К
Теплоперепад	H	Дж/кг·К
Площадь поперечного сечения	A	м ²
Характеристики сопла	α_c, ε, f	-
Критическая скорость потока	a^*	м/с
Местная скорость звука	a	м/с
Скорость потока в абсолютной системе координат	c	м/с
Проекция вектора скорости потока \vec{c} в абсолютной системе координат на плоскость zu	c_{zu}	м/с
Проекция вектора скорости потока \vec{w} в относительной системе координат на плоскость zu	w_{zu}	м/с
Окружная скорость	u	м/с
Скорость потока в относительной системе координат	w	м/с
Давление окружающей среды, барометр	B	Па

Величина	Обозначение	Размерность
Показатель изоэнтропы	k	-
Диаметр	d, D	м
Сила	F	Н
Число Лавалья, приведенная скорость	λ	-
Число Маха	M	-
Число Рейнольдса	Re	-
Массовый расход	\dot{m}	кг/с
Газовая постоянная	R	Дж/кг·К
Координаты цилиндрической системы $r\theta z$	r	м
	$\theta(u)$	град, (м)
	z	м
Энтропия	s	Дж/кг·К
Угол между проекцией szu и положительным направлением оси u	α	град
Угол между проекцией wzu и положительным направлением оси u	β	град
Угол подъема поверхности тока в плоскости zr	γ	град
Угол между вектором скорости с потока и его проекцией на плоскость zu	γ_{zu}	град
Отношение давлений, газодинамическая функция давления	Π	-
Плотность потока	ρ	кг/м ³
Кинематическая вязкость	μ	-

Индексы

- 0...8 – измерительные сечения
0-0...8-8 – измерительные плоскости
з – зонда
ид – идеальный
эф – эффективный
ср – средняя величина
Д – диффузор
+*Д* – блок «Ступень – Диффузор»
с – сопло
t – теоретический или изоэнтропийный (без потерь)
z, u, r – компоненты вектора скорости потока на оси *z, u* и *r*
вх, вых – вход, выход
p – рабочее колесо

Сокращения

- 3D – трёхмерный (поток, пневмоприемник, зонд)
СПбПУ – Санкт-Петербургский политехнический университет

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТУРБИН.....	9
2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА В ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЯХ ТУРБИН.....	23
2.1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ.....	24
2.2. РАСЧЕТНЫЕ МЕТОДЫ.....	32
2.3. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ И КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ.....	33
3. МЕТОДЫ ОСРЕДНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА В ТУРБОМАШИНАХ.....	34
4. ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК.....	36
4.1. ТОЧНОСТЬ ИЗМЕРЕНИЯ ПЕРВИЧНЫХ ДАННЫХ ИЗМЕРЕНИЙ.....	36
4.2. ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ РЕЗУЛЬТАТОВ ОБРАБОТКИ ПЕРВИЧНЫХ ДАННЫХ ИЗМЕРЕНИЯ.....	40
5. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ.....	42
5.1. Лабораторная работа №1 ПРОФИЛЬНЫЕ ПОТЕРИ В ТУРБИННОЙ РЕШЕТКЕ.....	42
5.2. Лабораторная работа №2 КАЛИБРОВОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМОМЕТРИЧЕСКИХ ВЕКТОРНЫХ ЗОНДОВ.....	46
5.3. Лабораторная работа №3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛЕЙ ПАРАМЕТРОВ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ПОТОКА.....	52
5.4. Лабораторная работа №4 ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ.....	59

5.5. Лабораторная работа №5 ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИННОГО ДИФФУЗОРА И БЛОКА «СТУПЕНЬ - ДИФФУЗОР».....	61
5.6. Лабораторная работа №6 ВЫЧИСЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОЧНОСТИ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ЭКСПЕРИМЕНТА.....	63

ВВЕДЕНИЕ

Проектирование турбин или отдельных элементов их проточных частей в общем случае представляет собой сложный многоэтапный процесс, который начинается с решения *обратной задачи*. Под решением обратной задачи понимается определение геометрических параметров проектируемого отсека (элемента проточной части) по известным параметрам потока рабочей среды на входе и выходе. Результат проектирования в дальнейшем можно оценить и (или) оптимизировать с целью улучшения газодинамических свойств проектируемого отсека. В качестве показателей этих свойств выступают интегральные характеристики. Использование интегральных характеристик позволяет количественно оценить аэродинамические качества турбин и отдельных элементов проточных частей турбинных трактов (ступеней, отсеков ступеней, входных и выходных трактов, а также блоков ступеней турбины с предшествующим или последующим трактом).

Решение *прямой задачи* (определение параметров потока в канале известной геометрии) непосредственно уточняет значения этих характеристик или дает уточненные значения параметров потока, по которым можно рассчитать интегральные характеристики. Интегральные характеристики служат для формирования целевой функции в задаче оптимизации проектируемого отсека.

В данном пособии рассматриваются экспериментальные и расчетные методы решения прямой задачи с целью определения интегральных характеристик турбин или отдельных отсеков их проточных частей.

Испытания натуральных образцов турбин являются сложными процессами, проведение которых реализуется специализированными организациями, как правило, совместно с фирмами-изготовителями по отдельно разработанным методикам, что выходит за рамки данного пособия. Такие испытания связаны с необходимостью очень больших расходов рабочей среды, что с коммерческой точки зрения практически нереализуемо. Кроме того, параметры потока в проточной части современной турбины зачастую исключают возможность подробного исследования структуры потока при исследованиях натуральных образцов.

С другой стороны, для стационарных турбин большой единичной мощности развернутые научные аэродинамические эксперименты проводятся на моделях элементов турбинных трактов, охватывающих отсеки различной протяженности. Такие испытания позволяют измерить поток практически в любом характерном сечении исследуемой модели. К ним относятся, прежде всего, турбинные ступени, блоки «турбинная ступень–диффузор» и «турбинная ступень-диффузор-патрубок», впускные клапаны турбин и входные тракты, плоские решётки профилей и переходные участки проточных частей турбин.

1. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТУРБИН

Эффективность рабочего процесса оценивается по следующим интегральным характеристикам:

- КПД ступени по полным η^* , и по статическим параметрам η ;
- потери с выходной кинетической энергией $\Delta \bar{h}_{c_{вых}}$;
- коэффициент потерь кинетической энергии (коэффициент полных потерь) ξ ;
- термодинамическая степень реактивности ρ_T ;
- коэффициент скорости для турбинных решеток. Его традиционное обозначение для решетки НА - Φ , для решетки РК - Ψ .

Для оценки качества потока в каналах турбинной решетки применяют также кинематические характеристики:

- кинематическая степень реактивности ρ_k ;
- коэффициент циркуляции \bar{c}_u ;
- коэффициент расхода \bar{c}_z .
- коэффициент восстановления давления диффузора C_p ;
- эффективный коэффициент восстановления давления диффузора $C_{p_{эф}}$;
- КПД диффузора η_D ;
- КПД блока «Ступень – Диффузор» η_{+D} ;
- относительный прирост КПД блока «Ступень – Диффузор» $\Delta \bar{\eta}_{+D}$;

При проектировании новых турбин методом скалирования или проведении модельных аэродинамических испытаний $\rho_k, \bar{c}_u, \bar{c}_z$ служат критериями кинематического подобия [1,2].

Интегральные характеристики вычисляются по средним значениям параметров потока в контрольных сечениях рассматриваемого отсека проточной части турбины. Традиционно нумерация контрольных сечений начинается с нулевого сечения перед НА первой рассматриваемой ступени и тесно связана с обозначениями процесса в h-s диаграмме. На рисунке 1 представлено обозначение контрольных сечений на схеме измерений для газовой турбины в целом, для отдельной турбинной ступени и процесс в h-s диаграмме.

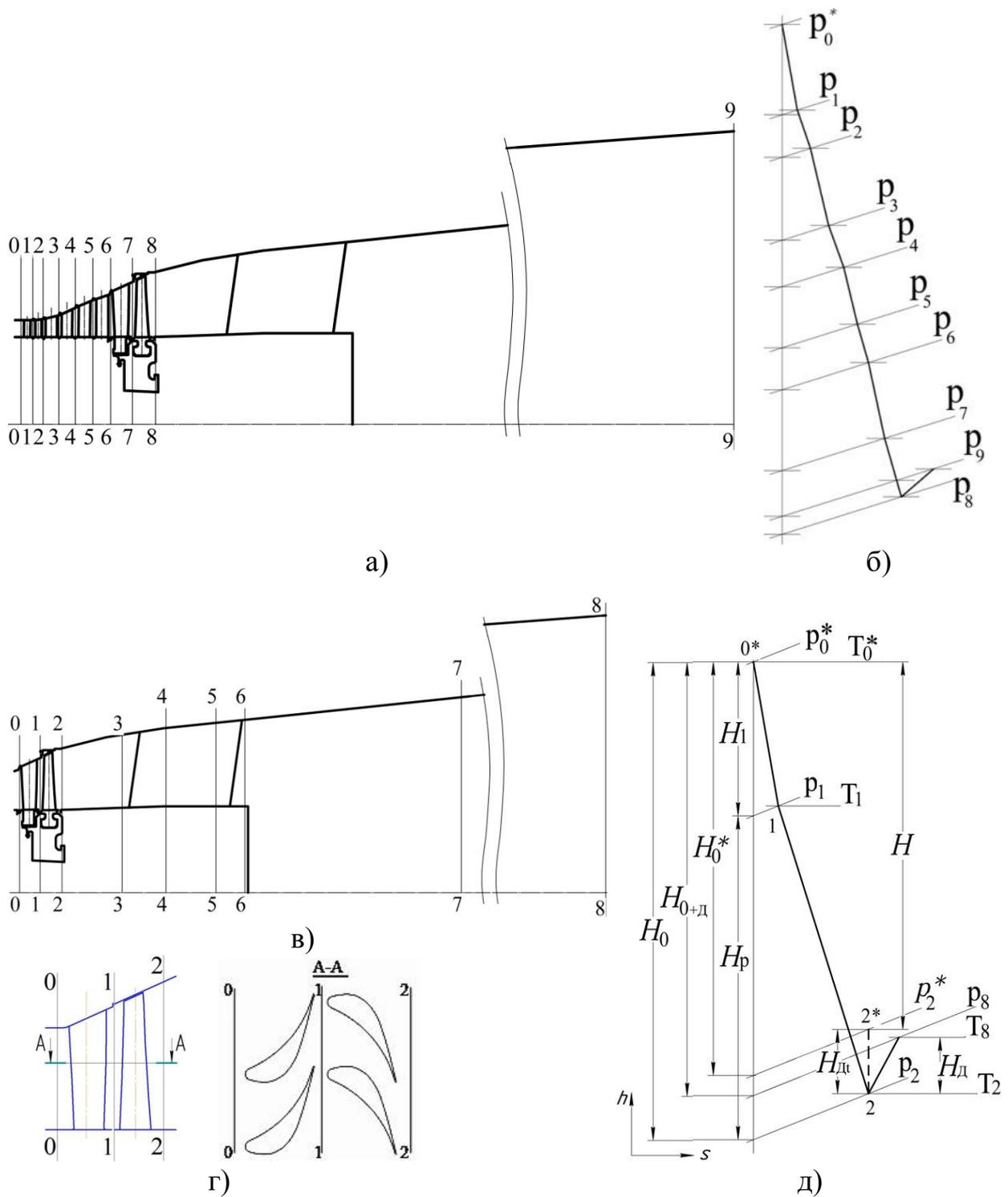


Рисунок 1 - Система нумерации контрольных сечений: а) – схема измерений для ГТ с выходным диффузором; б) – h - s диаграмма рабочего процесса в ГТ; в) - схема измерений для блока «Ступень – Диффузор»; г) – контрольные сечения для ступени; д) – h - s диаграмма рабочего процесса в блоке «Ступень – Диффузор»

В качестве режимного параметра при вычислении указанных величин используется характеристическое число $\nu = u/C_0$, где u - окружная скорость на среднем диаметре РК, C_0 - теоретическая скорость, определяемая по располагаемому изоэнтропийному теплоперепаду $C_0 = \sqrt{2H_0}$.

С учетом специфики проведения эксперимента и методики осреднения параметров потока, перечисленные интегральные характеристики ступени вычисляются по формулам, приведенным ниже.

Коэффициенты полезного действия турбинной ступени (отсека). Внутренний КПД ступени η , вычисляемый по статическому давлению за ступенью (отсеком), и КПД* не включающий потерю с выходной скоростью η^* , определяются по формулам:

$$\eta = \frac{H}{H_0}$$

$$\eta^* = \frac{H}{H_0^*}, \quad (1)$$

где H – удельная полезная работа; $H_0 = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$ - изоэнтропийный перепад энтальпий, вычисленный по полным параметрам потока перед ступенью (отсеком) p_0^*, T_0^* , и среднему давлению в потоке p_2 за

нею, Дж/кг; $H_0^* = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$ - изоэнтропийный перепад энтальпий, вычисленный по полным параметрам потока перед ступенью p_0^*, T_0^* , и среднему полному давлению p_2^* за нею, Дж/кг.

Удельная полезная работа H определяется по результатам натуральных или модельных экспериментальных исследований. Наиболее точным является методика ее определения по измеренным величинам мощности и расхода.

Удельная полезная работа H определяется по результатам натуральных или модельных экспериментальных исследований. Наиболее точным является методика ее определения по измеренным величинам мощности и расхода.

Удельная полезная работа H определяется по результатам натуральных или модельных экспериментальных исследований. Наиболее точным является методика ее определения по измеренным величинам мощности и расхода.

$$H = \frac{N}{\dot{m}}, \quad (2)$$

где N – действительная (измеренная) внутренняя мощность турбинной ступени (турбины), Вт; \dot{m} – расход воздуха через ступень (турбину), кг/с.

Натурные испытания позволяют определить только КПД турбины в целом. Эксперимент проводится, как правило, на специальном натурном стенде, где мощность $N=N_T$ определяется или мощностью электрогенератора, или по мощности гидротормоза. При этом к величине N_T в ГТУ необходимо прибавлять мощность, потребляемую компрессором N_k (если он установлен на специализированном стенде), и сумму мощностей ΣN_n , затрачиваемую на трение в подшипниках турбогенератора. Учитывается, что в этих условиях привод системы маслоснабжения имеет автономное энергоснабжение. Описанная технология эксперимента имеет сравнительно низкую точность определения величины КПД турбины.

В модельных испытаниях, проводимых на специальных экспериментальных стендах, оборудованных современными информационно-измерительными системами, можно измерить КПД отдельной ступени или отсека с высокой точностью. Так же как и в натурных испытаниях, эксперимент на модели позволяет измерить непосредственно полезную мощность N и расход \dot{m} . При этом точность измерений более высокая, чем в натурных испытаниях.

В частности, информационно-измерительная система стенда ЭТ4 позволяет определять расход по данным расходомерного сопла, а мощность – по измерениям частоты вращения ротора и момента на рычаге гидротормоза.

Расход рабочего тела с помощью расходомерного сопла вычисляется по формуле:

$$\dot{m} = \alpha_c \varepsilon f_c \sqrt{\frac{2 \Delta p_c p_c}{RT_c}}, \quad (3)$$

где $\alpha_c, \varepsilon, f_c$ – характеристики сопла¹ [3]; Δp_c – перепад статического давления на сопле, Па; p_c – статическое давление до сопла, Па; T_c – температура воздуха в сопле, К, R – универсальная газовая постоянная.

Мощность, вырабатываемая исследуемым отсеком, определяется моментом на рычаге гидротормоза и частотой вращения ротора:

¹ Характеристики сопла определяются его геометрией, параметрами потока и режимом течения, определяемым числом Re.

$$N = \frac{2\pi n}{60} \cdot FL, \quad (4)$$

где n - частота вращения ротора, об/мин; F - сила на рычаге гидротормоза, Н; L - длина рычага гидротормоза, м.

В случае невозможности прямых измерений полезной мощности N величина H_u может быть вычислена по измеренной полной температуре перед ступенью (отсеком) и за ним:

$$H = \frac{k}{k-1} RT_0^* (T_0^* - T_2^*), \quad (5)$$

где k - коэффициент изоэнтропы; R - универсальная газовая постоянная, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$; T_0^*, T_2^* - температуры торможения перед и за ступенью (отсеком), К.

Следует отметить, что в модели определение теплоперепада на ступень по измерениям температуры дает значительно менее точный результат по сравнению с прямыми измерениями полезной мощности и расхода.

Потери с выходной скоростью определяются как $\Delta \bar{h}_{c_2}$. Принимая во внимание формулы для вычисления теплоперепадов, получаем, что потери с выходной скоростью определяются по осредненным давлениям на входе в ступень и за рабочим колесом.

$$\Delta \bar{h}_{c_2} = \frac{\eta^* - \eta}{\eta} = \frac{H/H_0^* - H/H_0}{H/H_0} = \frac{1/H_0^* - 1/H_0}{1/H_0} = \frac{1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_2^*}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}} - 1. \quad (6)$$

Коэффициент потерь полного давления (коэффициент внутренних потерь) в общем случае вычисляется как отношение перепада полного давления на исследуемый отсек к динамическому напору на входе:

$$\zeta = \frac{p_{вх}^* - p_{вых}^*}{\rho_{вх} c_{вх}^2 / 2}. \quad (7)$$

Термодинамическая степень реактивности турбинной ступени ρ_T показывает долю теплоперепада, срабатываемого в рабочем колесе H_p , по отношению к общему теоретическому перепаду энтальпий на всю ступень H_0 . (см. рис. 3)

$$\rho_T = \frac{H_p}{H_0} = \frac{H_0 - H_1}{H_0} = 1 - \frac{H_1}{H_0}. \quad (10)$$

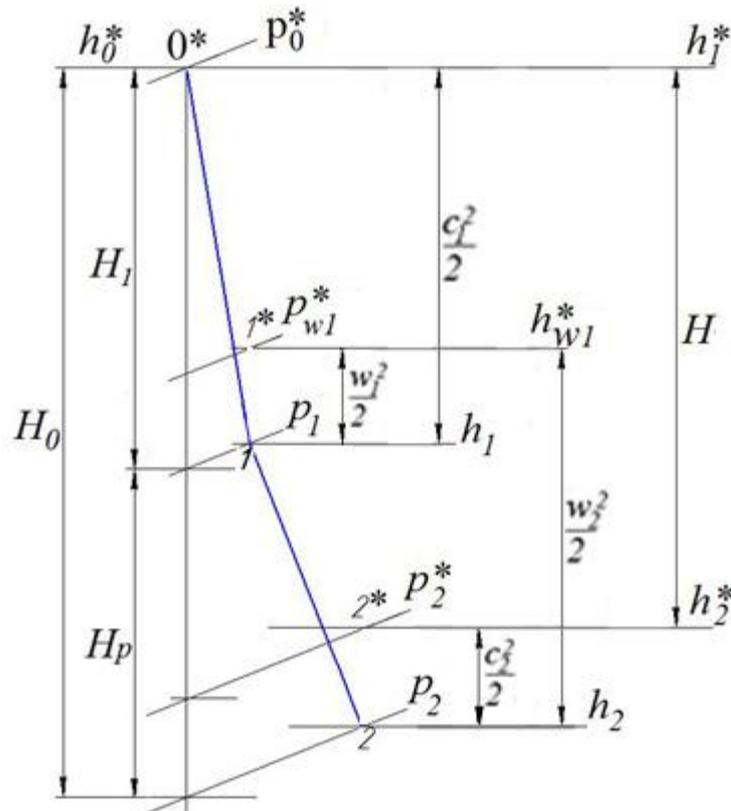


Рисунок 3 – h-s диаграмма рабочего процесса в турбинной ступени

Траверсирование (детальное измерение параметров потока) в сечении за НА невозможно из-за ограниченного осевого зазора между НА и РК. Поэтому получить значение величины p_1 методом осреднения результатов траверсирования не представляется возможным. Определить распределение ρ_T по высоте проточной части ступени можно только по корнево-му ρ_T' и периферийному ρ_T'' значению этой величины.

В процессе экспериментальных исследований по результатам осреднения статических пристеночных давлений в сечении за направляющим

аппаратом определяются термодинамические степени реактивности ρ_T' у корня и ρ_T'' у периферии:

$$\rho_T' = \frac{\left(\frac{p_1'}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{p_2'}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_2'}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (11)$$

$$\rho_T'' = \frac{\left(\frac{p_1''}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{p_2''}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_2''}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}},$$

где p_1', p_1'' - средние статические давления на корневой и периферийной поверхностях в зазоре между направляющим аппаратом и рабочим колесом в сечении 1-1; p_2', p_2'' - средние статические давления на корневой и периферийной поверхностях на выходе из турбинной ступени в сечении 2-2.

Изменение степени реактивности по высоте канала $\rho_T(r)$ определяется по формуле, полученной для потенциального вихря:

$$\rho_T(r) = 1 - \left(1 - \rho_T'\right) \left(\frac{r_1'}{r}\right)^{2n}, \quad (12)$$

где $n = \frac{\ln\left(\frac{1 - \rho_T'}{1 - \rho_T''}\right)}{2 \ln\left(\frac{R_1''}{R_1'}\right)}$, r_1', r_1'' - корневой и периферийный радиусы

проточной части в сечении 1-1 за НА.

Кинематическая степень реактивности ρ_k характеризует долю удельной мощности, которая получается за счет ускорения потока в рабочей решетке в относительном движении (см. рис. 3).

$$\rho_k = \frac{H_p}{H}. \quad (13)$$

При условии, что $c_{1z} = c_{2z} = c_z$ и $u_1 = u_2 = u$ скорости потока можно представить в виде т.н. условных треугольников скоростей (рис. 4).

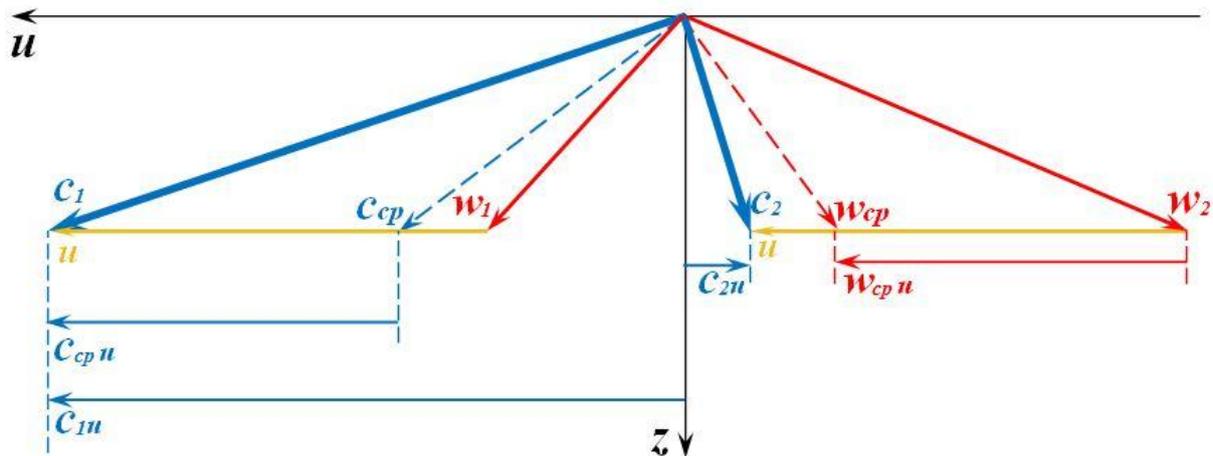


Рисунок 4 – Условные треугольники скоростей для турбинной ступени

В [2] показано, что кинематическая степень реактивности определяется проекциями среднеарифметических векторов скорости в абсолютной или в относительной системе координат. Таким образом, величину кинематической степени реактивности можно вычислить по проекциям среднеарифметических значений скорости на ось u :

$$\rho_k = -\frac{w_{cp\ u}}{u} \text{ или } \rho_k = 1 - \frac{c_{sp\ u}}{u}. \quad (14)$$

Коэффициент циркуляции \bar{c}_u характеризует степень загруженности турбинной ступени.

$$\bar{c}_u = \frac{H}{u^2}. \quad (15)$$

В [2] показано, что коэффициент циркуляции равен:

$$\bar{c}_u = \frac{c_{1u} - c_{2u}}{u}. \quad (16)$$

Коэффициент расхода \bar{c}_z характеризует расходную составляющую скорости потока в масштабе окружной скорости.

$$\bar{c}_z = \frac{c_z}{u}. \quad (17)$$

Рабочий процесс в последней ступени турбины тесно связан с процессом в последующем выходном тракте. В одновальных турбинах ГТУ рабочее тело отводится через турбинный диффузор, а в двухвальных – с помощью тракта «Диффузор – Патрубок». Одновременно турбинный диффузор является весьма полезным преобразователем выходной кинетиче-

ской энергии в энергию сил статического давления. Это преобразование может существенно повысить располагаемый перепад энтальпий на последнюю ступень, а, значит, и мощность турбины в целом.

На рисунке 5 представлен процесс в турбинном диффузоре в h - s диаграмме (фрагмент рисунка 1д²). Здесь точка 2 – характеризует состояние за последней ступенью турбины или во входном сечении диффузора, точка 8 – состояние на выходе из диффузора. Давление в точке 8 постоянно $p_8 = const$, т.к. определяется внешними по отношению к турбине условиями (атмосферное давление или давление перед котлом-утилизатором). Поэтому в зависимости от восстановительных качеств выходного тракта давление p_2 за последней ступенью изменяется, увеличивая или уменьшая потери с выходной кинетической энергией (см. формулу б) и, соответственно, срабатываемый в ступени теплоперепад.

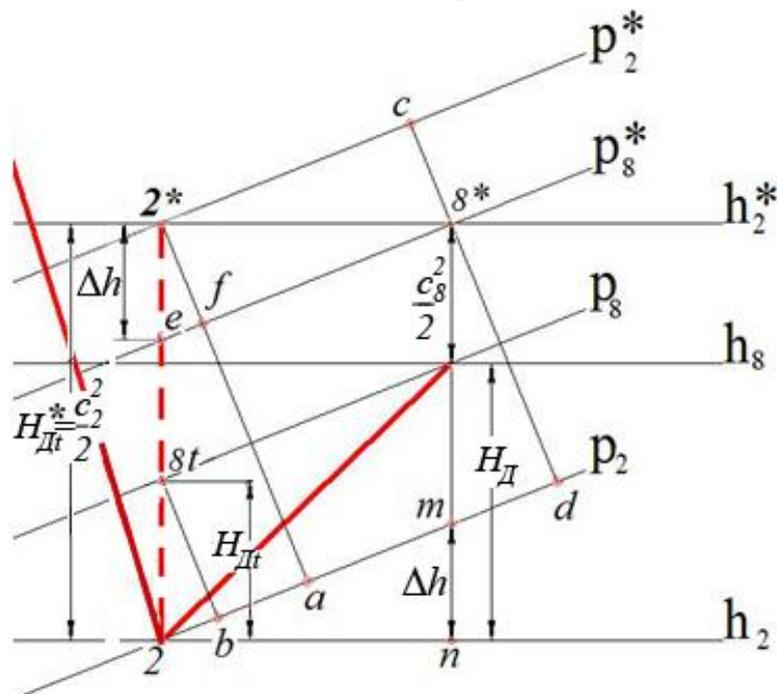


Рисунок 5 - Процесс сжатия рабочего тела в турбинном диффузоре в h - s диаграмме

Как и любой реальный процесс, восстановление давления в выходном тракте (в диффузоре или в тракте «Диффузор – Патрубок») сопровождается потерями энергии. Линия 2-8t соответствует идеальному (изоэнтро-

² Здесь и далее в этом разделе в формулах используется нумерация сечений рисунков 1 в)-д).

пийному) процессу сжатия в диффузоре от давления p_2 до давления p_8 , проходящему без потерь.

В обозначениях, принятых на рис. 2, коэффициент *потерь полного давления* в диффузоре определяются по осредненным параметрам потока в его входном и выходном сечениях:

$$\zeta = \frac{p_2^* - p_8^*}{\rho_2 c_2^2 / 2}. \quad (18)$$

Оценка восстановительных качеств диффузора производится с помощью широко известной характеристики — *коэффициента восстановления давления*:

$$C_p = \frac{p_8 - p_2}{\rho_2 c_2^2 / 2}. \quad (19)$$

В современных турбинах восстановительные качества выходных диффузоров едва достигают 60...70% теоретического коэффициента восстановления давления. Под теоретическим следует понимать коэффициент восстановления диффузора в *идеальном* случае, когда поток полностью заполняет весь объем диффузора на протяжении всей его длины. Тогда *коэффициент восстановления давления идеального диффузора* $C_{p_{ид}}$ определяется только его геометрией:

$$C_{p_{ид}} = 1 - \frac{A_{вх}^2}{A_{вых}^2}, \quad (20)$$

где $A_{вх}$, $A_{вых}$ — площади входа в диффузор и выхода из него. Для выходных диффузоров турбин входное сечение диффузора совпадает с сечением за последней ступенью турбины (сечение 2-2 на рис. 1 или точка 2 на рис. 5). Таким образом, в обозначениях рис. 3 $A_{вх} = A_2$, $A_{вых} = A_8$ и формула (20) приобретает вид:

$$C_{p_{ид}} = 1 - \frac{A_2^2}{A_8^2}, \quad (21)$$

Степень использования всего потенциала восстановительных качеств выходного диффузора удобно оценивать с помощью *эффективного коэффициента восстановления* $C_{p_{эф}}$, который равен:

$$C_{p_{эф}} = C_p / C_{p_{ид}}. \quad (22)$$

Эффективный коэффициент восстановления $C_{p_{эф}}$ можно трактовать как КПД диффузора η_D . Действительно, в соответствии с [3]:

$$\eta_D = \frac{H_{D_t}}{H_D}. \quad (23)$$

Из рис. 5 очевидно, что отрезок mn равен Δh , т.к. треугольники $e 2^* 8^*$ и $2 m n$ равны. Следовательно, $H_{D_t} = H_D + \Delta h$. Тогда формула (23) может быть представлена в виде:

$$\eta_D = \frac{H_{D_t}}{H_{D_t} + \Delta h}. \quad (24)$$

Из рис. 5 следует, что треугольники $2 2^* a$ и $e 2^* f$ подобны. Поэтому $\frac{\Delta h}{c_2^2/2} = \frac{p_2^* - p_8^*}{p_2^* - p_2} = \frac{p_2^* - p_8^*}{\rho_2 c_2^2/2} = \zeta$ (см. ф-лу (18)).

Из подобия треугольников $2 2^* a$ и $2 8t b$ на рис. 5 следует, что $\frac{H_{D_t}}{H_D^*} = \frac{p_8 - p_2}{p_2^* - p_2} = \frac{p_8 - p_2}{\rho_2 c_2^2/2} = C_p$ (см. ф-лу (19)).

Поделим выражение (24) на $H_D^* = \frac{c_2^2}{2}$: $\eta_D = \frac{H_{D_t}/H_D^*}{H_{D_t}/H_D^* + \Delta h/H_D^*}$ и, с

учетом принятых обозначений, получим:

$$\eta_D = \frac{C_p}{C_p + \zeta}. \quad (25)$$

Величину скоростного напора на выходе из диффузора можно представить в виде (см. линию cd на рис. 5):

$$\frac{\rho_2 c_2^2}{2} = p_2^* - p_2 = p_2^* - p_8^* + p_8^* - p_8 + p_8 - p_2. \quad (26)$$

Поделив выражение (26) на величину скоростного напора во входном сечении диффузора $\frac{\rho_2 c_2^2}{2}$, получим:

$$1 = \frac{p_2^* - p_8^*}{\frac{\rho_2 c_2^2}{2}} + \frac{\rho_8 c_8^2}{\rho_2 c_2^2} + \frac{p_8 - p_2}{\frac{\rho_2 c_2^2}{2}}. \quad (27)$$

С учетом (18) и (19) выражение (27) приобретает вид:

$$\zeta + \frac{\rho_8 c_8^2}{\rho_2 c_2^2} + C_p = 1. \quad (28)$$

Из равенства расходов во входном и выходном сечениях диффузора $\rho_2 c_2 A_2 = \rho_8 c_8 A_8$ следует, что, если пренебречь изменением плотности рабочего тела в диффузоре, то отношения скоростей на входе и выходе обратно пропорционально отношению площадей. Таким образом, можно считать, что $\frac{\rho_8 c_8^2}{\rho_2 c_2^2} \cong \frac{A_2^2}{A_8^2}$. С учетом этого формула (28) приобретает вид

$$\zeta + \frac{A_2^2}{A_8^2} + C_p = 1. \quad \text{Следовательно, коэффициент потерь полного давления}$$

связан с коэффициентом восстановления диффузора зависимостью:

$$\zeta = 1 - C_p - \frac{A_2^2}{A_8^2}. \quad (29)$$

Подставив (29) в (25), получим:

$$\eta_D = \frac{C_p}{1 - \frac{A_2^2}{A_8^2}}. \quad (30)$$

Заметим, что знаменатель (30) равен $C_{p_{\text{ид}}}$ (см. ф-лу (21)). Поэтому

$$(30) \text{ можно представить как } \eta_D = \frac{C_p}{C_{p_{\text{ид}}}}.$$

Тогда очевидно, что КПД диффузора тождественно равен эффективному коэффициенту восстановления (см. ф-лу (22)):

$$\eta_D = C_{p_{\text{эф}}}. \quad (31)$$

Данные измерений давления вдоль оси диффузора z позволяют вычислить местные коэффициенты восстановления кинетической энергии:

$$C_{p_i} = \frac{p_i - p_2}{\rho_2 c_2^2 / 2}, \quad (32)$$

где p_i — среднее давление в текущем поперечном сечении диффузора. Очевидно, что C_{p_i} , так же как и $C_{p_{\text{ид}}}$, в пределе являются непрерывными функциями координаты z .

Интегральные характеристики блока «Ступень-Диффузор» определяют аэродинамические качества отсека в целом.

Вычисление КПД блока «Ступень – Диффузор» $\eta_{+Д}$ производится по формуле, аналогичной для КПД ступени:

$$\eta_{+Д} = \frac{N}{\dot{m} \cdot H_{0+Д}}, \quad (33)$$

в которой в обозначениях, принятых на рисунке 1в и 1д,

$$H_{0+Д} = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_8}{p_0^*} \right)^{(k-1)/k} \right], \quad p_8 - \text{давление при выходе из блока}$$

«Ступень – Диффузор».

Сопоставляя формулы (1) и (33), можно вычислить нормированную величину прироста КПД $\Delta \bar{\eta}_{+Д}$, которую дает применение выходного диффузора:

$$\Delta \bar{\eta}_{+Д} = \frac{\eta_{+Д} - \eta}{\eta} = \frac{\left(p_8 / p_0^* \right)^{(k-1)/k} - \left(p_2 / p_0^* \right)^{(k-1)/k}}{1 - \left(p_8 / p_0^* \right)^{(k-1)/k}}. \quad (34)$$

Эта величина может рассматриваться так же, как приращение перепада энтальпий на ступень вследствие установки диффузора данной конструкции. Очевидно, что величина $\Delta \bar{\eta}_{+Д}$, определённая по формуле (34), сразу даёт качественную и количественную интегральную оценку эффективности собственно диффузора в условиях его работы, близких к реальным. В этом состоит замечательная особенность характеристики $\Delta \bar{\eta}_{+Д}$.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА В ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЯХ ТУРБИН

Определение параметров потока в проточных частях турбин, т.е. решение прямой задачи, можно выполнить как экспериментальным, так и численными методами. Причем только немногие интегральные характеристики (такие как КПД и пропускную способность) можно получить почти прямыми измерениями, а значит – при испытаниях натуральных образцов или как результат численного моделирования в виде одной из предопределен-

ных стандартных функций постпроцессора. Большинство из перечисленных в разделе 1 интегральных характеристик вычисляются по результатам осреднения полей локальных параметров потока в контрольных сечениях. Указанные поля можно получить с помощью физического эксперимента на модели отсека или путем численного моделирования потока. В обоих случаях должна быть обеспечена адекватность моделированию.

2.1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ

Адекватность моделирования потока в модельном аэродинамическом эксперименте обеспечивается применением критериев подобия при создании модели и определении параметров исследуемых режимов. Выбор методов измерения (а, следовательно, и измерительной системы) диктуется списком параметров потока, которые необходимы для вычисления требуемых интегральных характеристик.

Современные методы экспериментальных исследований трехмерных пространственных течений можно разделить на *интрузивные* (требующие внесение инструмента измерения в поток) и *неинтрузивные* (бесконтактные).

К системам измерения, основанным на бесконтактных методах, относятся оптические (на основе шлирен-метода – от нем. *Schlieren* — *оптическая неоднородность*) и лазерно-оптические измерительные комплексы.

Оптические методы позволяют определить поле показателя преломления светового луча в прозрачной среде, которое путем последующих расчетов преобразуется в поле плотностей (или температур). Они делятся на две группы:

1) теневые методы, в которых определяется угол отклонения светового луча в неоднородностях прозрачной среды;

2) интерференционные методы, основанные на определении разности фаз или разности длин оптических путей двух волн. В эту группу входят методы классической, голографической и спекл-интерферометрии.

Интерференционный и теневой методы дают сведения о разных величинах: показателе преломления и его первой и второй производных соответственно. В теневом методе измеряемой величиной является угол отклонения световых лучей в неоднородностях прозрачной среды.

Интерференционный метод основан на измерении разности фаз или разности длин оптических путей двух волн. Из-за разности фаз деформированного волнового фронта по отношению к сравнительному волновому фронту в результате интерференции происходит изменение интенсивности излучения и, таким образом, структура волнового фронта становится видимой.

По сравнению с теневым методом интерференционный метод дает более подробную информацию об исследуемой модели и является более точным. Он чаще используется для количественных измерений, несмотря на большую сложность, стоимость и, как правило, большую ограниченность диапазона измерений. Таким образом, интерференционный и теневой методы дополняют друг друга. Интерференционный метод является наиболее точным, он позволяет непосредственно измерять абсолютные значения изменения показателя преломления. Теневой метод наиболее чувствителен к резким изменениям показателя преломления и может быть использован для визуализации ударных волн, турбулентных потоков и т. д. Существенным преимуществом теневого метода является исключительная простота экспериментальной установки.

В случае исследования газовых потоков шлирен-методом по значениям показателя преломления может быть найдена плотность или температура газа.

Оптические методы обладают значительными преимуществами по сравнению с другими методами: являясь бесконтактными, не искажают поле плотности (температуры, концентрации); практически не имеют инерционных погрешностей, что позволяет исследовать быстро протекающие процессы; обеспечивают более высокую чувствительность и точность.

Главным недостатком оптических методов при измерении пространственных потоков в проточных частях турбомашин является их ограниченная информативность. Они позволяют определить только один параметр: плотность или температуру, в то время как при исследовании трехмерного потока необходимо измерять плотность, температуру, давление, а также три проекции вектора скорости потока.

К *лазерно-оптическим методам* относятся LDA (Laser Doppler Anemometry) и PIV (Particle Image Velocimetry). Метод LDA предназначен

для мгновенного измерения одной, двух или трех компонент скорости потока жидкости или газа в точке, тогда как метод PIV применяется для визуализации и измерения двухмерных и трехмерных полей скорости потока. Оба метода основаны на регистрации светового сигнала, отраженного от вводимых в поток мельчайших частиц – т.н. трассеров. Таким образом, строго говоря, эти методы не могут называться прямыми, т.к. в них измеряются скорости трассеров. Тем не менее, при исследованиях двухфазных потоков, имеющих в составе естественные отражающие частицы (например – потоки пара), указанные методы, безусловно, эффективны, особенно в исследованиях на плоских решетках. Принципиальная схема PIV системы представлена на рисунке 6.

Лазерно-оптические методы имеют ряд ограничений с точки зрения применимости в экспериментальных исследованиях течения в проточных частях турбомашин. Прежде всего, необходимость введения трассеров в исследуемый поток предполагает наличие повышенного (по сравнению с потоком) давления в генераторе частиц. Для экспериментальных установок, работающих на нагнетание, это значительная техническая проблема. Другим важным ограничением применимости LDA и PIV является возможность измерения только скоростей. Для определения остальных параметров потока требуется дополнительные измерения, например, пневмометрическим методом. Однако одновременное проведение пневмометрических и лазерно-оптических измерений невозможно из-за наличия частиц в потоке.

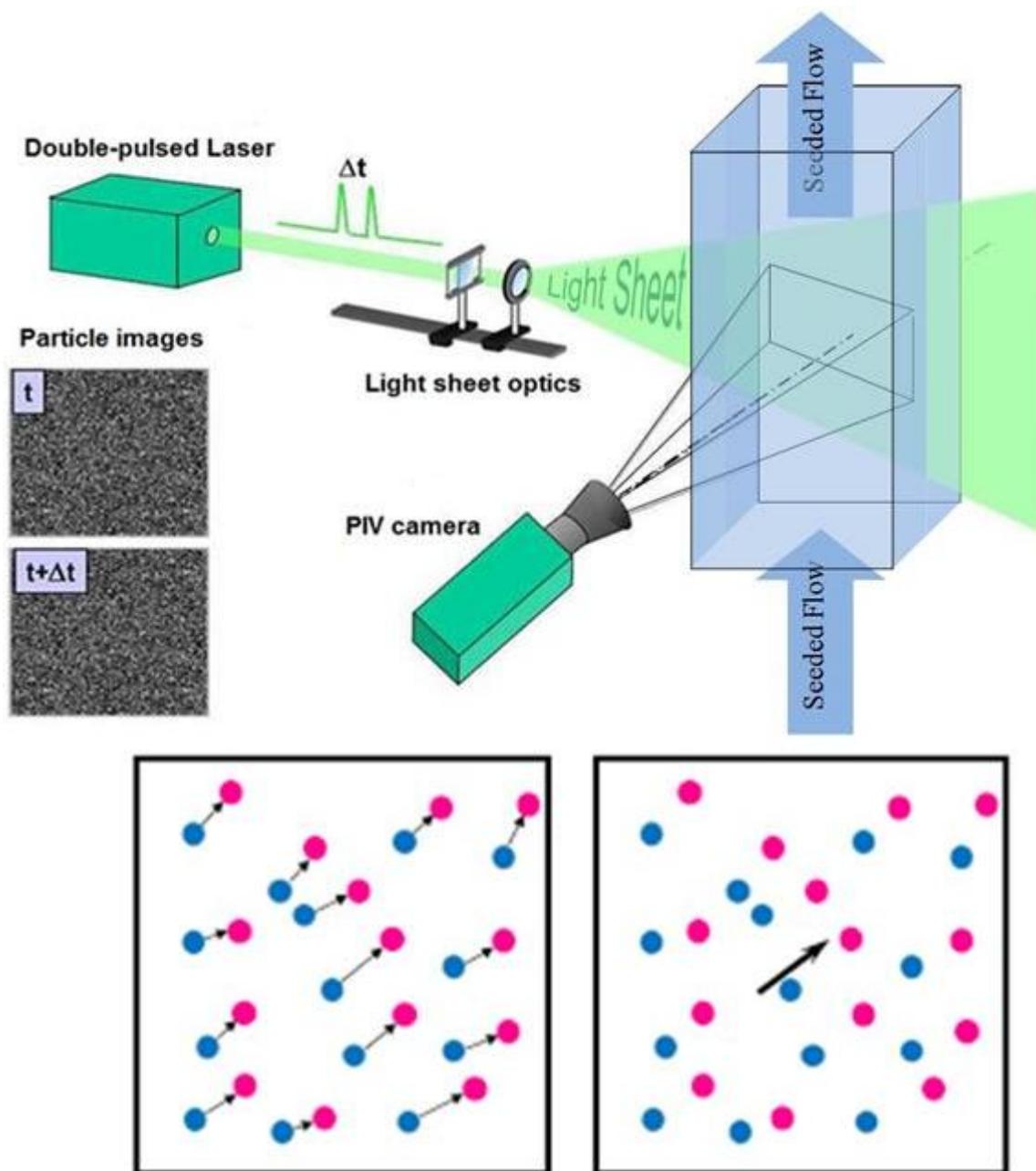


Рисунок 6 – Принципиальная схема PIV

Интрузивные методы (термоанемометрический, пневмометрический и пьезорезистивный) широко используются в практике экспериментальных исследований аэродинамики турбомашин.

Для измерения скорости нестационарных потоков используются метод СТА [6] («Constant Temperature Anemometry»). Этот метод лежит в основе устройства термоанемометров и пленочных систем измерения массового потока. На рисунке 7 представлен весь спектр возможных насадок датчиков СТА производства фирмы Dantec.

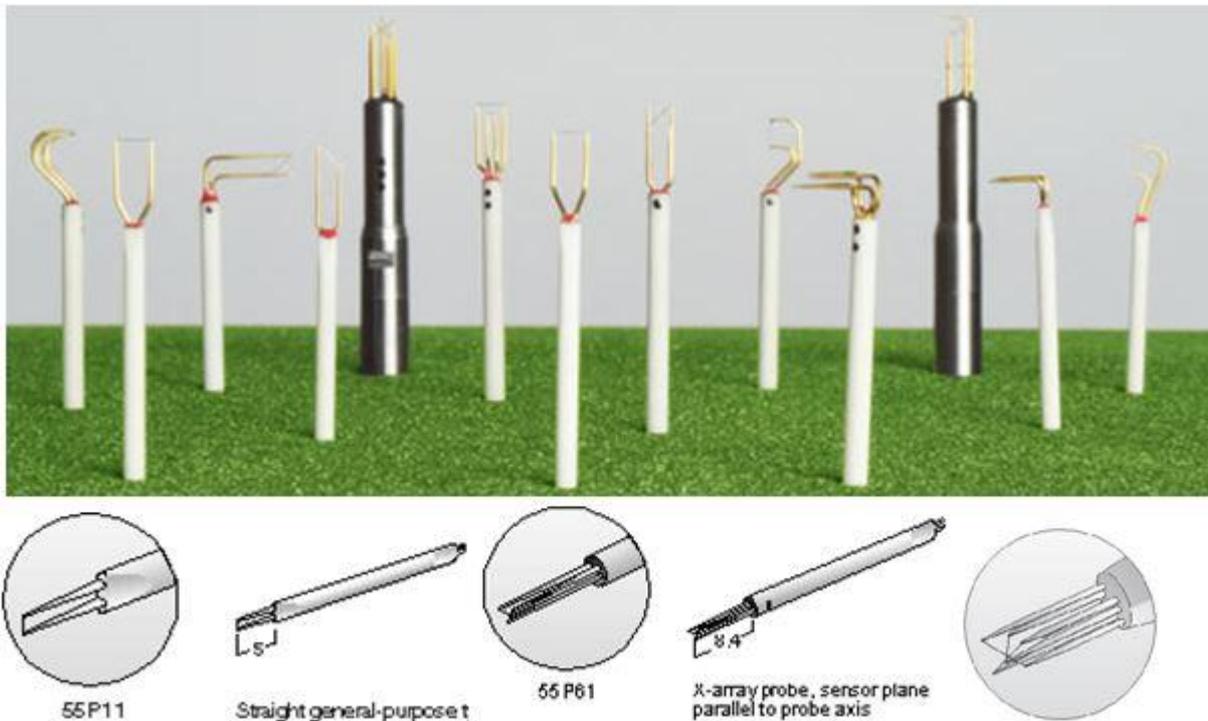


Рисунок 7 – Термоанемометры фирмы DANTEC

Для измерений давления в проточных частях турбомашин распространенным и хорошо освоенным является пневмометрический метод [7, 8] использующий насадки различных типов.

Для измерения полного давления достаточно трубки Пито (рис. 8 а), одновременно статическое и полное давление измеряют с помощью трубки Пито-Прандтля (рис. 8 б).

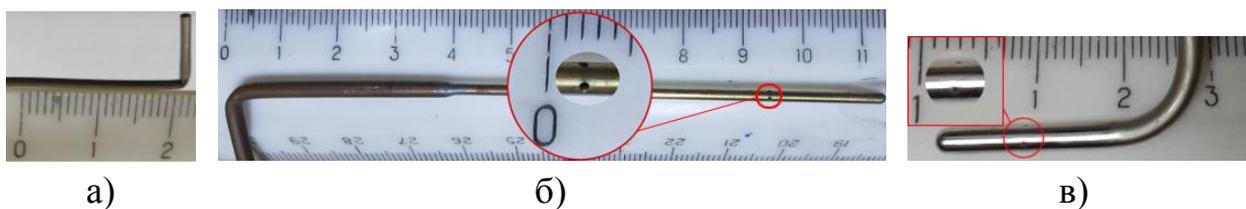


Рисунок 8 – Пневмонасадки для измерения давлений: а) – трубка Пито; б) – трубка Прандтля; в) – трубка Пито-Прандтля

Давления в плоском потоке измеряют трех канальными зондами (рис. 9 а). Измерения щелевых потоков удобно проводить трехканальными зондами с миниатюрными насадками (рис. 9 б).



Рисунок 9 – Трехканальные пневмонасадки для измерения давлений p^* , p и угла закрутки α плоского потока: а) – для измерения параметров основного потока; б) для измерения параметров щелевого потока

Для измерения давлений в трехмерном пространственном потоке требуется 5 (или более) приемных отверстий. Насадки выполняются цилиндрическими (рис. 10 а, б), коническими (рис. 10 в, г), сферическими (рис. 10 д), или дисковыми (рис. 10 е). Для измерения температуры по возможности в них встраивается термопара (рис. 10 б, д). Наиболее миниатюрные конические насадки применяются для измерения параметров трансзвуковых потоков (рис. 10 г). Дисковые насадки (рис. 10 е) используют в потоках с большими углами скоса γ .

Пневмометрическим методом непосредственно измеряются только давления p^* , p и температура T^* . Однако, с помощью специальных координатных устройств, в которые устанавливаются пневмозонды, в результате постобработки определяется также вектор скорости потока в точке \vec{c} .

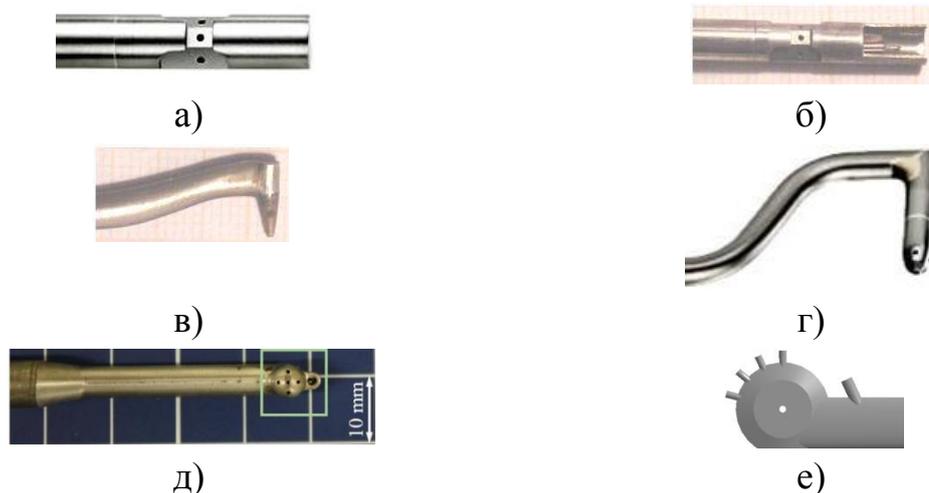


Рисунок 10 – Типы насадок пневмометрических зондов для измерения давлений и вектора скорости пространственных потоков

В исследованиях аэродинамики проточных частей турбин традиционно используется цилиндрическая система координат. На рисунке 11

представлен фрагмент турбинной ступени и связанные с ним цилиндрическая $z\theta r$ и декартова zur системы координат. На этом же рисунке показан насадок цилиндрического пневмозонда и вектор скорости потока в точке измерения, которая ассоциируется с отверстием 1 пневмоприемника.

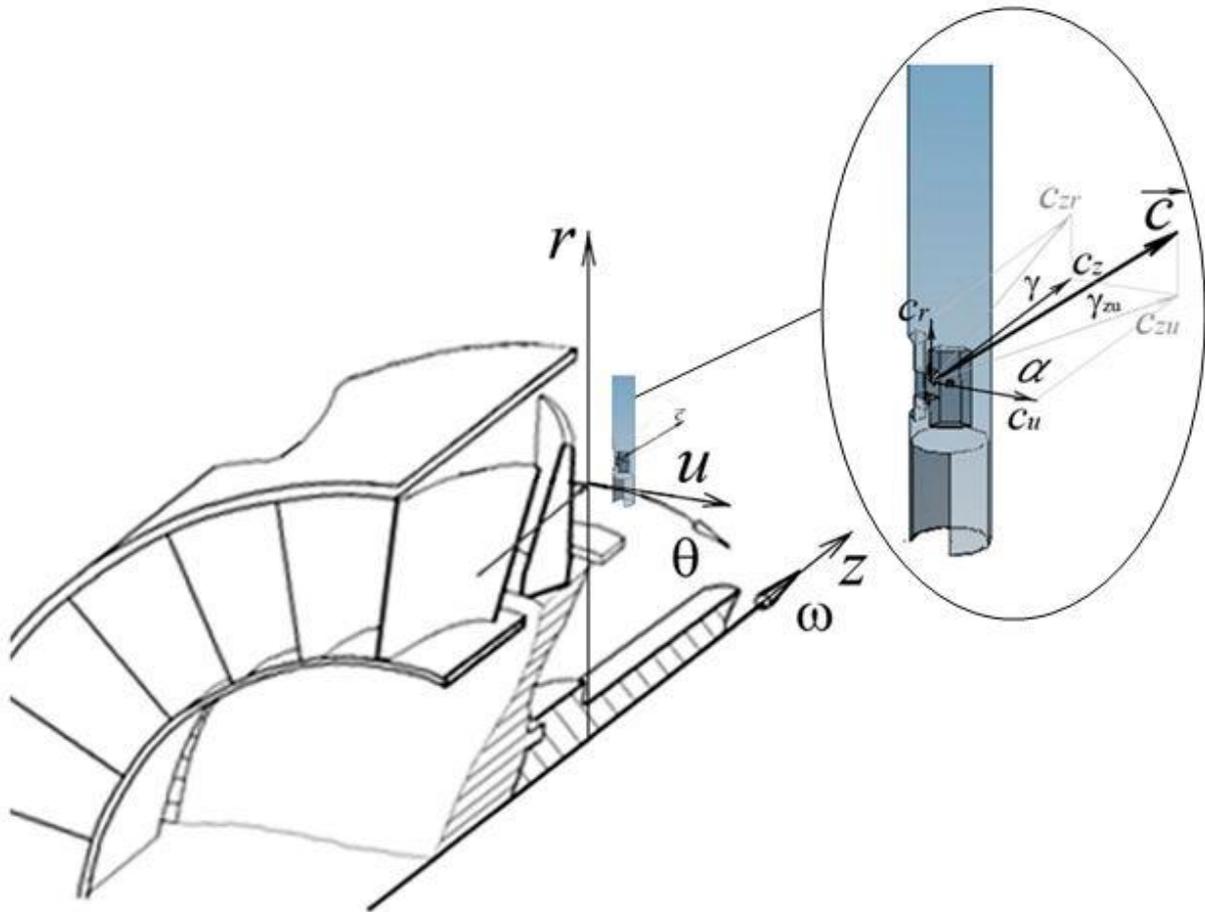


Рисунок 11 – Системы координат и вектор скорости в аэродинамических исследованиях проточных частей турбин

Для трехмерного пространственного потока вектор скорости \vec{c} определяется его модулем $c = |\vec{c}|$ и двумя углами α и γ или тремя составляющими – проекциями вектора на оси координат c_z, c_u, c_r , вычисляемыми по формулам:

$$\begin{cases} c_z = c \sin(\alpha) \cos(\gamma) \\ c_u = c \cos(\alpha) \cos(\gamma) \\ c_r = c \sin(\gamma) \end{cases} \quad (35)$$

Пневмометрические измерения дают осредненные во времени давления, в то время как в реальном потоке нестационарность течения может

оказывать влияние на потери. Для измерений пульсаций давления используются малоинерционные пьезорезистивные датчики. На их основе конструируются в основном одноканальные и реже многоканальные насадки (рис. 12).

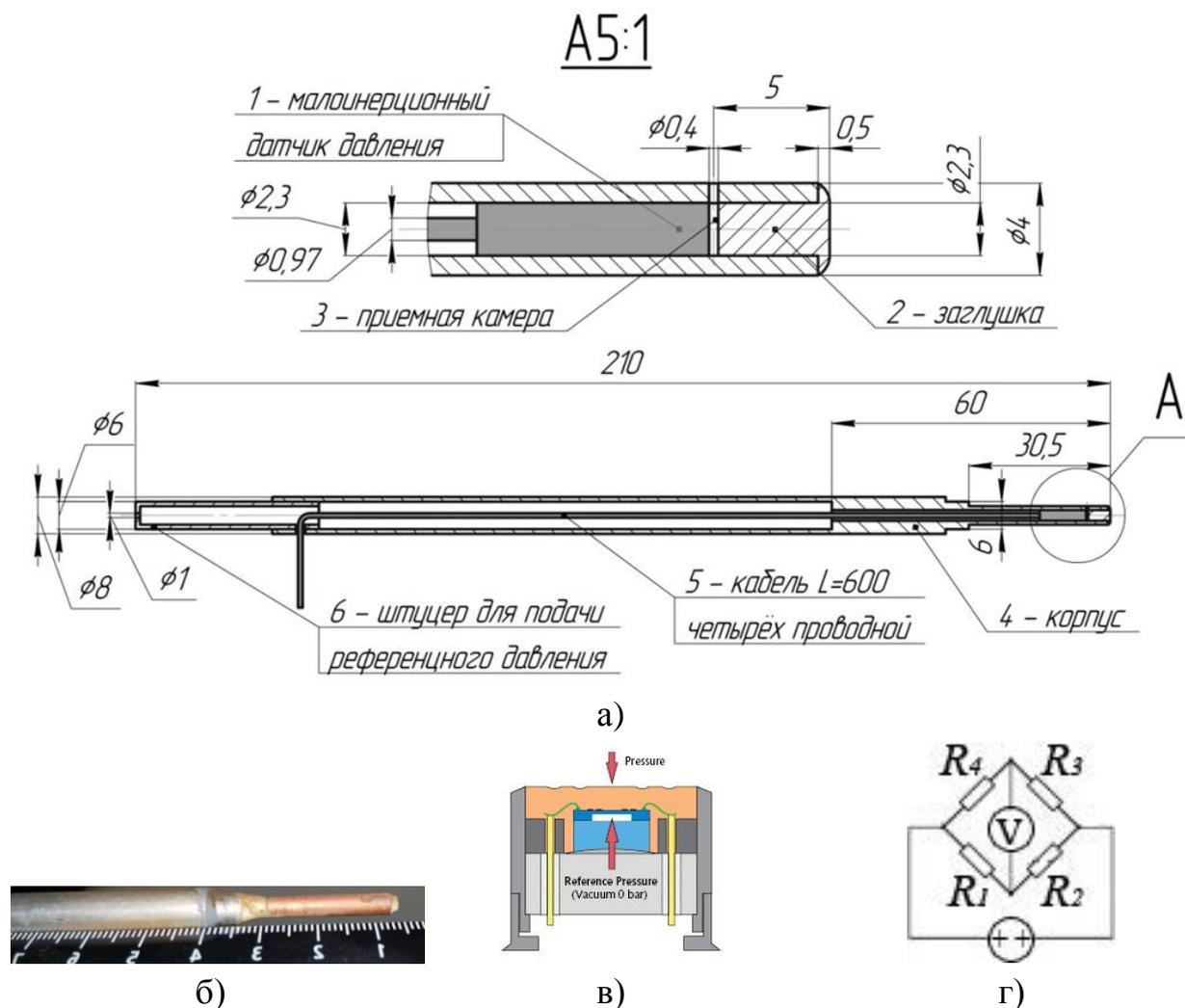


Рисунок 12 – Одноканальный зонд с малоинерционным датчиком давления: а) – конструкция зонда; б) – внешний вид насадки; в) – ЧЭД – чувствительный элемент (пьезорезистивный кристалл давления); г) – мост Уинстона (электрическая схема)

Каждый из перечисленных интрузивных методов имеет свои недостатки и преимущества. Главным общим недостатком является нарушение структуры исследуемого потока при вводе в него измерительного насадка. Для исключения этого влияния и получения истинных параметров потока в исследуемой точке применяются калибровочные характеристики.

Другим существенным недостатком термоанемометров и малоинерционных пьезокристаллических датчиков является их ограниченная информативность. Самый современный трехниточный термоанемометр дает информацию только о компонентах скорости, а насадок с пьезорезистивным чувствительным элементом – только о давлении.

Таким образом, полную информацию о параметрах пространственного потока в точке измерения можно получить только с помощью пневмометрического зонда.

2.2. РАСЧЕТНЫЕ МЕТОДЫ

Результаты численного моделирования позволяют получить поля локальных параметров потока в любой области исследуемого течения. Полученные данные могут считаться адекватными параметрам потока в реальном течении при условии валидированной CFD модели. Материал для валидации дает только физический. Таким образом, в исследовании газодинамических процессов наиболее эффективно сочетание физического и численного эксперимента.

Подробное рассмотрение методики численного моделирования потоков в проточных частях турбин не входят в число задач данного пособия. Однако будет полезно упомянуть случаи, когда более рационально прибегнуть численному решению некоторых частных задач аэродинамики отдельных элементов проточных частей турбин.

Целесообразность численного моделирования потока в процессе предпроектного исследования определяется соотношением временных и ресурсных затрат на получение требуемой информации. Например, известно, задача о течении в канале решеток плоских профилей хорошо изучена и CFD модели этой задачи многократно валидированы по данным экспериментальных исследований на плоских решетках. С другой стороны, в конкретном случае необходимости получения коэффициентов скорости (или коэффициентов потерь) иногда проще и быстрее получить необходимые данные численным методом, поставив плоскую задачу.

Другим примером может служить трехмерный расчет течения в турбинной ступени. Размеры пневмозондов не позволяют провести измерения вблизи периферийного и корневого обвода, в межвенцовом пространстве за НА, в надроторной щели. В то же время течения в указанных областях

могут искажать проектное распределение параметров потока, соответствующее заданному теоретическому закону закрутки лопаточного аппарата ступени, и существенно влиять на интегральные характеристики. Поэтому при наличии валидированной CFD модели численное решение может быть полезным дополнением и уточнением к модельным испытаниям.

2.3. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ И КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ

При расчете потоков удобно использовать газодинамические функции Π, τ, ε - зависимости между *истинными параметрами состояния газа* и *параметрами торможения*.

$$\Pi = \frac{p}{p^*}. \quad (36)$$

$$\tau = \frac{T}{T^*}. \quad (37)$$

Следует отметить, что пневмометрическим методом непосредственно измеряются только давления и температура торможения. Функции давления Π связана с безразмерной газодинамической функцией температуры τ :

$$\tau = \Pi^{k-1/k} \quad (38)$$

Функция τ позволяет определить статическую температуру T по температуре торможения T^* .

Потери энергии при течении в каналах турбин в значительной степени зависят от характера течения (дозвуковое, трансзвуковое или сверхзвуковое) и параметров рабочего тела, в частности от его вязкости. Поэтому безразмерные (приведенные) скорости M и λ , а также число Рейнольдса Re широко применяются в качестве характеристики вязкого потока в проточных частях турбин и используются в качестве параметров во всех экспериментальных зависимостях.

Скорость потока можно представить в долях от критической скорости

$$a^* = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*} \quad (39)$$

или от местной скорости звука

$$a = \sqrt{kRT} : \quad (40)$$

$$\lambda = \frac{c}{a^*} \quad (41)$$

$$M = \frac{c}{a}. \quad (42)$$

Связь между двумя безразмерными скоростями определяется формулой:

$$M = \sqrt{\frac{2}{k+1} \frac{\lambda^2}{\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)}}. \quad (43)$$

С другой стороны, газодинамические функции однозначно определяют значения безразмерной скорости:

$$\lambda^2 = \frac{k+1}{k-1} \left(1 - \Pi^{k-1/k}\right). \quad (44)$$

Число Re характеризует соотношение сил инерции и сил вязкости для течения в канале с характерным размером l .

$$Re = \frac{\rho c l}{\mu}. \quad (45)$$

Формулы (36) – (45) в дальнейшем будут использованы в алгоритмах обработки экспериментальных данных Лабораторных работ №№1 - 6.

3. МЕТОДЫ ОСРЕДНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА В ТУРБОМАШИНАХ

Для вычисления интегральных характеристик (1) – (34) требуется знание осредненных по контрольным сечениям параметров потока: давлений p^* и p температуры T^* , а также вектора скорости потока \vec{c} или его компонент - проекций на оси координат: c_z, c_u, c_r . Осреднение параметров потока может проводиться следующими методами:

1. с использованием системы уравнений сохранения массы, импульса и энергии;
2. осреднение с весовыми коэффициентами.

Первый метод подробно описан в [9]. Его суть заключается в определении параметров равномерного потока, эквивалентного осредняемому

потоку по расходу, импульсу и энергии. Технология вычисления состоит в численном интегрировании осредняемых параметров потока, которое может быть выполнено только с применением специальных программ постобработки результатов эксперимента.

Для ручного счета или расчетов в табличном процессоре целесообразно использовать второй метод – осреднение с весовыми коэффициентами. В зависимости от весовых коэффициентов указанный метод дает один из трех результатов: среднее арифметическое, среднее по площади или среднее по массовому расходу.

В общем случае формула для получения средней величины X_{cp} по ансамблю исходных данных $\{x_i\}, i=1 \dots n$ имеет вид:

$$X_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n \beta_i x_i}{B}, \quad (46)$$

где $B = \sum_{i=1}^n \beta_i$ - сумма весовых коэффициентов.

В частном случае, когда $\beta_i = 1, i=1 \dots n$, $B = n$ и формула (46) дает среднее арифметическое ансамбля $\{x_i\}, i=1 \dots n$.

$$X_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n 1 \cdot x_i}{n}, \quad (47)$$

В случае, когда в качестве весовых коэффициентов принимаются элементарные площади $\beta_i = A_i, i=1 \dots n$, в пределах которых параметры потока считаются постоянными и равными результатам измерений в точке i , знаменатель равен общей площади сечения $B = A$ и формула (46) приобретает вид:

$$X_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n A_i x_i}{A}, \quad (48)$$

При осреднении по массовому расходу коэффициенты β_i равны элементарным массовым расходам, вычисляемым по данным измерения в i точке:

$$\beta_i = \dot{m}_i = \rho_i c_{z_i} A_i, i=1 \dots n. \quad (49)$$

Знаменатель в формуле для вычисления среднего в этом случае – суммарный массовый расход через сечение A :

$$B = \dot{m} = \sum_{i=1}^n \rho_i c_{z_i} A_i . \quad (50)$$

Тогда формула для осреднения по массовому расходу приобретает вид:

$$X_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{m}_i x_i}{\dot{m}} . \quad (51)$$

Следует отметить, что в постпроцессорах коммерческих CFD пакетов предусмотрены стандартные функции осреднения параметров потока по площади (48) и по массовому расходу (51).

4. ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Интегральные характеристики, определяемые по формулам (1) – (34), являются сложными функциями измеряемых величин p^* , p , T^* , \vec{c} , имеющих как систематическую, так и случайную составляющую неопределенности. Систематическая составляющая неопределенности убирается при переходе через калибровочные характеристики пневмозондов, установленных в координатных устройствах. Случайная составляющая представляет собой некоторую комбинацию отклонений от истинной величины, обусловленных точностью инструментов измерений (т.н. «инструментальные» ошибки) и колебаний режима (т.н. «режимные» ошибки).

4.1. ТОЧНОСТЬ ИЗМЕРЕНИЯ ПЕРВИЧНЫХ ДАННЫХ ИЗМЕРЕНИЙ

Пневмометрический метод измерения параметров потока позволяет получать непосредственно только т.н. **первичные данные**: давления p^* , p и полную температуру T^* потока, а также угол закрутки потока α с помощью координатных устройств, в которых установлены зонды.

При траверсировании потока в каждой точке контрольной плоскости, как правило, выполняется однократное измерение параметров p^* , p и

T^* . В [10] показано, что наилучшим (т.е. наиболее близким к истинной величине) является среднее арифметическое значение выборки X_c :

$$X_c = \frac{\sum_{i=1}^m x_i}{m}, \quad (52)$$

где m – объем выборки.

Показатель точности единичного измерения x_i - **стандартное (или среднеквадратическое) отклонение** σ_x , определяемый по формуле:

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (x_i - X_c)^2}{m}}. \quad (53)$$

Стандартное отклонение в долях от средней арифметической величины выборки есть **относительная ошибка**:

$$s_x = \frac{\sigma_x}{X_c}. \quad (54)$$

В технических областях принято считать, что, если ошибки измерений носят случайный характер, то распределение полученной выборки измеренных данных подчиняется нормальному закону. Распределение всех элементов выборки в диапазоне $x_{max} - x_{min}$ можно представить в виде гистограммы (рис. 13а), разделив интервал на т.н. карманы. При условии, что число карманов равно k ширина кармана $\Delta x = \frac{(x_{max} - x_{min})}{k}$. При $\Delta x \rightarrow 0$ гистограмма стремится к непрерывной функции нормального распределения - функции Гауса (рис. 13б). Плотность распределения для нормального закона определяется формулой:

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}}, \quad (55)$$

где σ - стандартное отклонение генеральной совокупности; μ - математическое ожидание (или среднее значение) генеральной совокупности. Очевидно, что интеграл функции плотности вероятности $f(x)$ по всей генеральной совокупности равен 1:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} f(x)dx = 1. \quad (56)$$

Величина стандартного отклонения σ определяет интервал $\Delta x_{\sigma} = \{X_c + \sigma \div X_c - \sigma\}$, в который попадает 68,2% всех измеренных величин. Двойной интервал $\Delta x_{2\sigma} = \{X_c + 2\sigma \div X_c - 2\sigma\}$ охватывает 95% всех измерений.

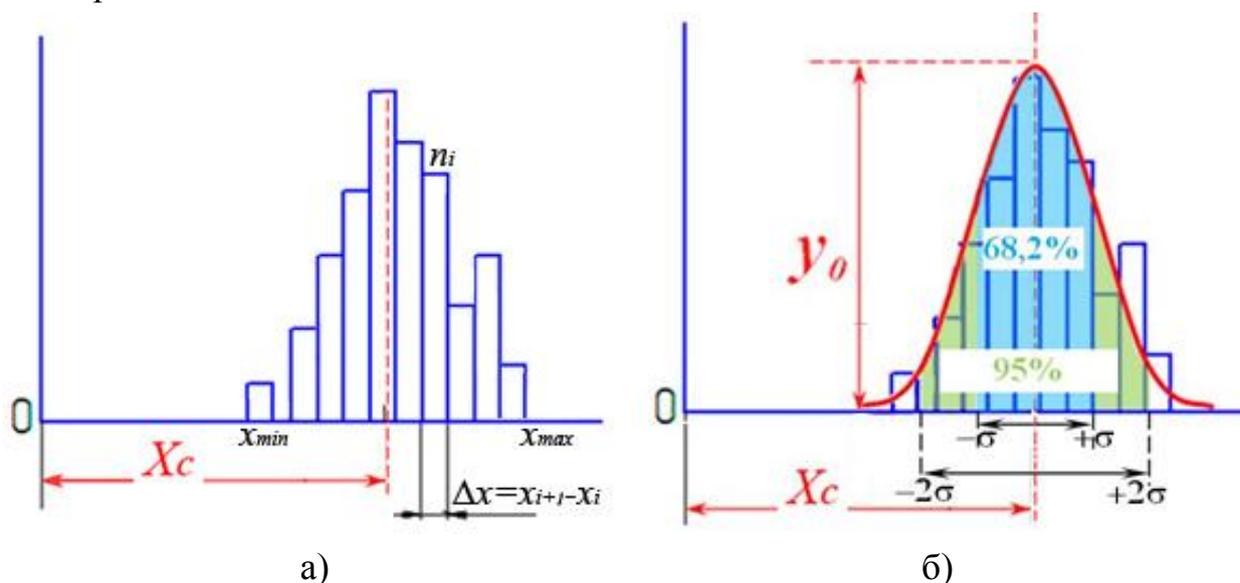


Рисунок 13 – Распределение случайной величины: а) – в виде гистограммы; б) - функция нормального распределения (кривая Гаусса)

Параметры нормального распределения σ и μ определяют форму кривой Гаусса (рис. 14а).

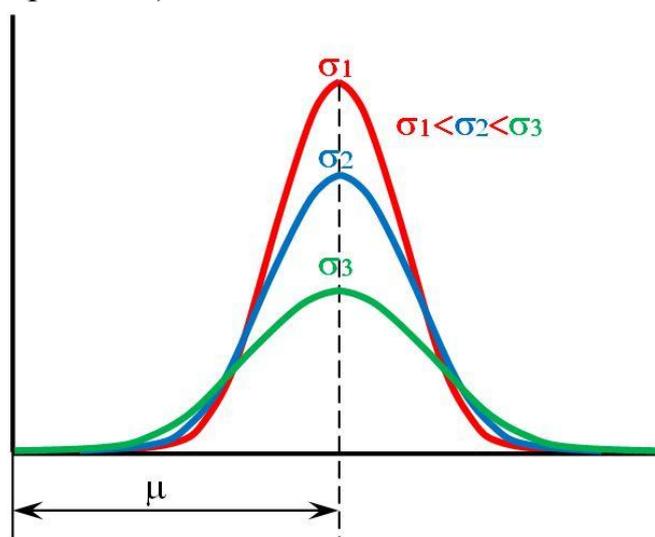


Рисунок 14 – Графики нормального распределения случайной величины при различных дисперсиях

Генеральная совокупность включает бесконечное число данных. Точность измерений оценивается по конечной выборке данных. Параметры конечной выборки - математическое ожидание μ и дисперсия σ^2 - называют выборочным средним X_c и выборочной дисперсией σ_x^2 . В зависимости от величины выборочной дисперсии σ_x^2 и объема выборки m величина выборочного среднего отличается от математического ожидания генеральной совокупности μ .

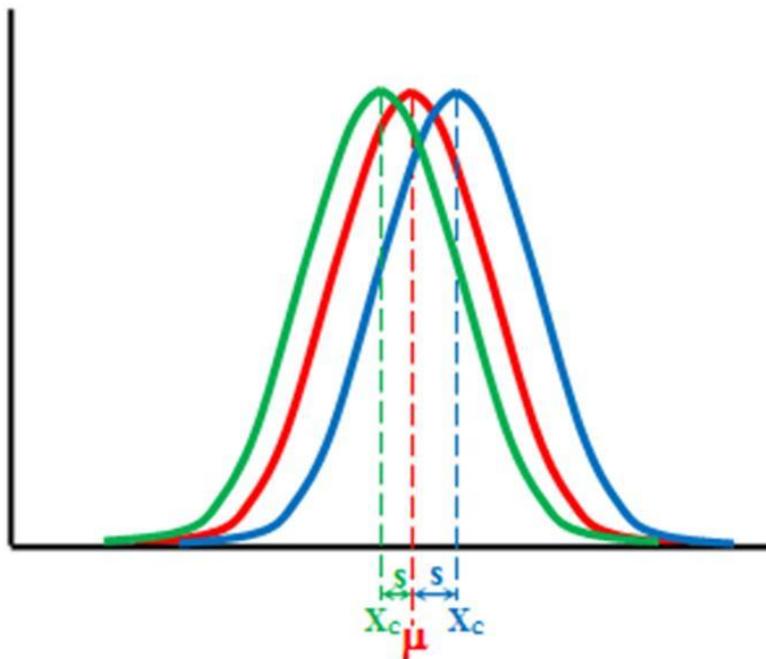


Рисунок 15 – Графики нормального распределения случайной величины для различных конечных выборок

Отличие выборочного среднего X_c от математического ожидания генеральной совокупности μ определяется величиной выборочной дисперсии σ_x^2 и объемом выборки m и называется стандартной ошибкой среднего:

$$S_{X_c} = \frac{\sigma_x}{\sqrt{m}}. \quad (57)$$

Стандартная ошибка в долях от среднего определяется по формуле:

$$\bar{S}_{X_c} = \frac{S_{X_c}}{X_c}. \quad (58)$$

При испытаниях турбинных ступеней или отсеков, включающих турбинные ступени, кроме параметров потока непосредственному измерению подлежат также т.н. режимные параметры: частота вращения ротора n и сила на рычаге гидротормоза F , а также расход рабочего тела через отсек, величина которого измеряется расходомерным соплом (см. формулу 3). Режимные параметры измеряются многократно в течение всего эксперимента, в результате получают выборки $\{F_i\}, \{n_i\}, \{\dot{m}_i\}$. Средние значения этих параметров (т.н. выборочные средние) используются в формулах (1), (2) и (36) для определения КПД ступени η, η^* и отсека $\eta_{+Д}$. Однако, в силу конечности полученных выборок средние значения несколько отличаются от средних значений генеральной совокупности. Для оценки точности полученных средних величин n, F и \dot{m} следует использовать стандартную ошибку среднего:

При однократных измерениях относительные ошибки s первичных данных указаны в документации на регистрирующие приборы и измеряются обычно в процентах от максимальных величин диапазонов измерений прибора. При визуальной регистрации измеряемых величин точность измерения равна половине деления измерительной шкалы.

4.2. ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ РЕЗУЛЬТАТОВ ОБРАБОТКИ ПЕРВИЧНЫХ ДАННЫХ ИЗМЕРЕНИЯ

Модуль вектора скорости $c = |\vec{c}|$, а также угол скоса потока γ вычисляются по измеренным давлениям в процессе постобработки.

Для величин, вычисляемых в процессе постобработки, относительные ошибки вычисляются как относительные среднеквадратические отклонения сложных функций случайных величин [10].

При условии, что вычисляемый параметр есть сложная функция R двух (или более) независимых переменных X и Y , имеющих средние значения X_c и Y_c и случайные ошибки x и y , дисперсия сложной функции $R = R_c + r = f(X_c + x, Y_c + y)$ в общем случае вычисляется по формуле [10]:

$$\sigma_r^2 = \left(\frac{\partial R}{\partial X_c} \right)_y^2 \sigma_x^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial Y_c} \right)_x^2 \sigma_y^2. \quad (59)$$

В случае, когда R является линейной функцией произведения двух (или более) случайных величин $R = kXY$ очевидно, что $\left(\frac{\partial R}{\partial X_c}\right)_y^2 = X_c^2$,

$\left(\frac{\partial R}{\partial Y_c}\right)_x^2 = Y_c^2$. Принимая во внимание, что $s_r^2 = \frac{\sigma_r^2}{X_c^2 Y_c^2}$ и подставив в (59),

получим $s_r^2 = k^2 \left(\frac{Y_c^2 \sigma_x^2}{k^2 X_c^2 Y_c^2} + \frac{X_c^2 \sigma_y^2}{k^2 X_c^2 Y_c^2} \right) = \frac{\sigma_x^2}{X_c^2} + \frac{\sigma_y^2}{Y_c^2}$. Таким образом, имеем

$s_r^2 = s_x^2 + s_y^2$, т.е. относительная ошибка вычисляется по формуле:

$$s_r = \sqrt{s_x^2 + s_y^2}. \quad (60)$$

Можно показать, что формула (57) справедлива и для случаев, когда $R = k \frac{X}{Y}$ или $R = k \frac{XY}{Z}$. В случае степенной зависимости $R = kX^b$ формула для вычисления относительной ошибки приобретает вид:

$$s_r = b s_x. \quad (61)$$

5. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

Для измерения параметров потока в проточной части турбомашин создана автоматизированная информационно-измерительная система. Она представляет собой комплекс аппаратных, измерительных и программных средств автоматизации экспериментально-исследовательских работ.

5.1. Лабораторная работа №1 ПРОФИЛЬНЫЕ ПОТЕРИ В ТУРБИННОЙ РЕШЕТКЕ

Цель исследования: определение профильных потерь по данным измерения параметров потока в сечении за плоской решеткой.

Метод исследования: траверсирование потока по шагу за решеткой неподвижных лопаток с последующим осреднением параметров потока по массовому расходу.

Экспериментальная установка представлена на рисунке 13.



Рисунок 16. Экспериментальный стенд «Плоская решетка» (фото)

Схема измерений показана на рисунке 14.

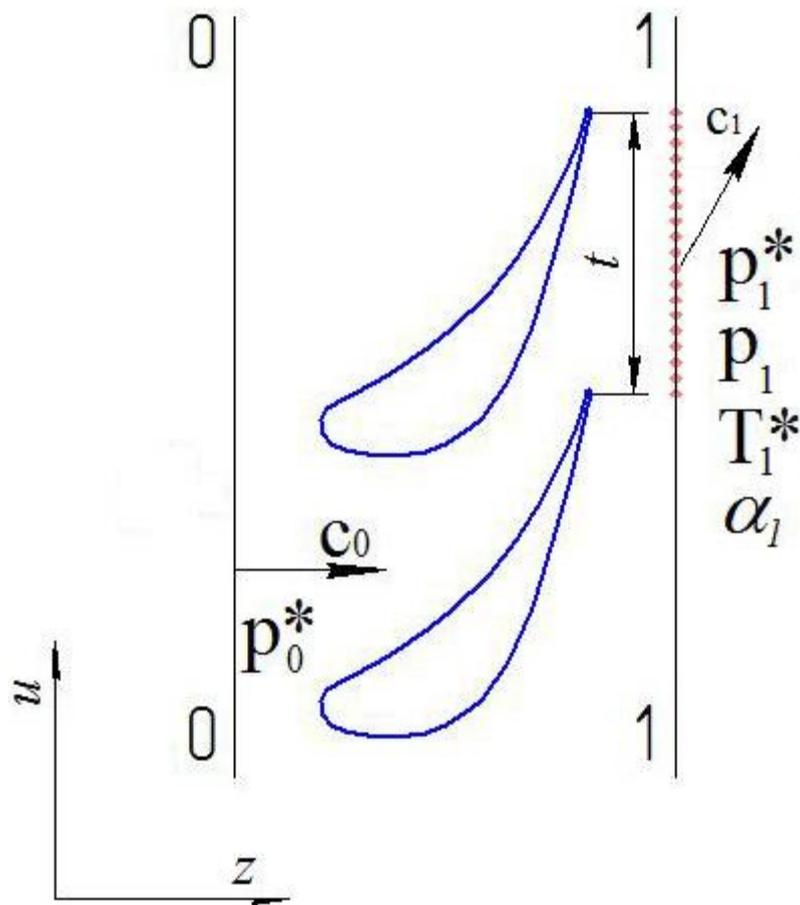


Рисунок 17. Схема измерений стенда «Плоская решетка»

Измерения параметров потока выполняются в контрольных сечениях. В сечении 0-0 измеряются полное давление и температура потока, в сечении 1-1 – распределение по шагу решетки следующих параметров потока: полного и статического давления, полной температуры и угла направления вектора скорости.

Порядок измерений:

1. Измерить шаг решетки t .
2. Задать количество точек измерения n по шагу решетки.
3. Рассчитать расстояние между точками измерений $du = \frac{t}{n-1}$.
4. Установить зонд в точку 1.
5. Включить установку.
6. Выйти на заданный режим по числу M ($M < 0,5$).
7. Провести измерения в заданных точках по шагу решетки.
8. Выключить установку.

Результаты измерения заносятся в таблицу 1.

Таблица 1 - Параметры потока за плоской решеткой

№	p^*_1 , Па	p_1 , Па	T^*_1 , К	α_1 , °
1				
i				
n				

Методика обработки данных измерений. Для каждой точки измерения вычисляются газодинамические функции $\Pi_i = \frac{p_i}{p_i^*}$ и $\tau_i = \Pi_i^{k-1/k}$. Затем определяется статическая температура $T_i = \tau_i T_i^*$ и плотность потока $\rho_i = \frac{p_i}{RT_i}$.

Так как измерения проводятся в диапазоне чисел $M < 0,5$ сжимаемость потока можно пренебречь. Поэтому скорость потока в соответствии с уравнением Бернулли равна $c_i = \sqrt{\frac{2(p_i^* - p_i)}{\rho_i}}$. Далее вычисляются местные значения расходной составляющей скорости потока $c_{zi} = c_i \sin(\alpha_i)$. Принимая во внимание, что для плоской решетки высоту h участка измерения можно назначить любую, например, равную 1, элементарная площадь равна $A_i = h \cdot du = 1 \cdot du = du$. Величины частичных расходов \dot{m}_i вычисляются по формуле (49).

Результаты вычислений сводятся в таблицу.

Таблица 2 – Элементарные расходы в сечении за плоской решеткой

№	Π_i	τ_i	T_i	ρ_i	c_i	c_{zi}	\dot{m}_i
	–	–	К	кг/м ³	м/с	м/с	кг/с
1							
i							
n							

Осреднение по массовому расходу выполняется по формуле (51). В качестве весовой функции принимаются элементарные массовые расходы m_i .

Для осреднения заполняется таблица 3.

Таблица 3 – Элементарные расходы в сечении за плоской решеткой

№	$\dot{m}_i p_{1i}^*$	$\dot{m}_i \rho_{1i}$	$\dot{m}_i c_{1i}$
	Па	кг/м ³	м/с
1			
i			
n			
Σ	$\sum_{i=1}^n \dot{m}_i p_{1i}^*$	$\sum_{i=1}^n \dot{m}_i \rho_{1i}$	$\sum_{i=1}^n \dot{m}_i c_{1i}$
Среднее	$p_{1\text{ ср}}^* = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i p_{1i}^* / \dot{m}$	$\rho_{1\text{ ср}} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \rho_{1i} / \dot{m}$	$c_{1\text{ ср}} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i c_{1i} / \dot{m}$

Результаты обработки данных. В результате осреднения по массовому расходу в сечении 1-1 определить средние значения полного давления $p_{1\text{ ср}}^*$, плотности $\rho_{1\text{ ср}}$ и скорости потока $c_{1\text{ ср}}$. Профильные потери в решетке вычисляются по формуле, аналогичной формуле (6) как потери полного давления по отношению к выходной кинетической энергии потока. Коэффициент скорости для исследуемой решетки вычисляется по формуле (26).

Представление результатов исследования. По результатам измерений и обработки экспериментальных данных должны быть сделаны выводы о величине профильных потерь и построены графики распределения параметров потока по шагу решетки.

5.2. Лабораторная работа №2 КАЛИБРОВОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМОМЕТРИЧЕСКИХ ВЕКТОРНЫХ ЗОНДОВ

Цель исследования: определение калибровочных зависимостей для пятиканального векторного пневмометрического зонда.

Метод исследования: измерение зондом параметров потока в струе калибровочного стенда ТС1 с последующим вычислением калибровочных функций и представлением их в графическом виде.

Калибровочный стенд ТС1 представлен на рисунке 15. Подробное описание стенда, а также порядок калибровки дано в [9].

Информационно-измерительная система стенда ТС1 показана на рисунке 16.

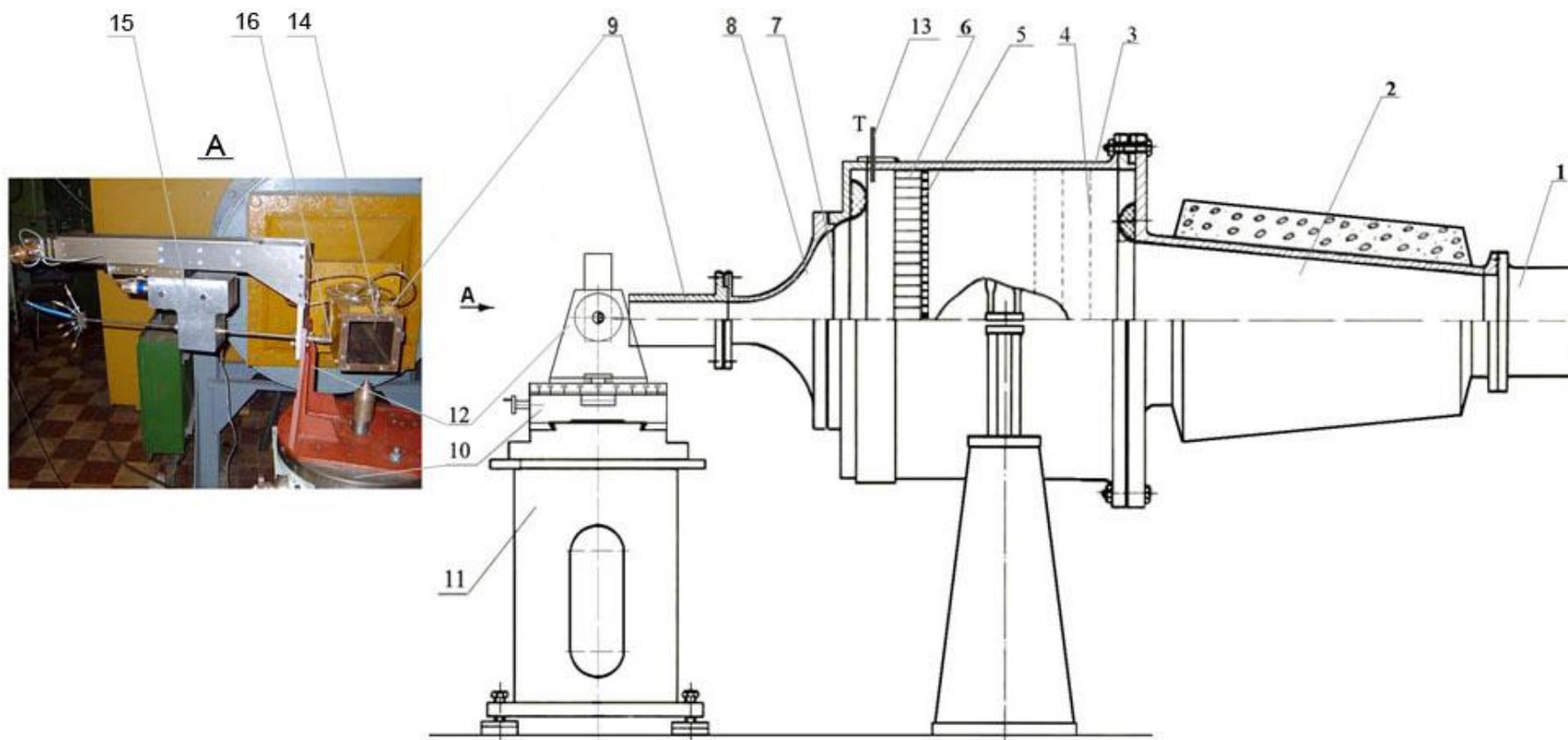


Рисунок 18 - Калибровочный стенд ТС1: 1 – подводящий трубопровод; 2 - диффузор; 3 – ресивер; 4 – фильтр грубой очистки; 5 – выравнивающая решетка; 6 – хонекомб; 7 - фильтр тонкой очистки; 8 – сопло Виташинского; 9 – канал направляющий; 10 – стол поворотный с приводом и γ -шкалой; 11 - тумба; 12 – кронштейн для координатного устройства зонда; 13 – термоэлемент; 14 – трубка Пито; 15 - координатное устройство зонда; 16 – пятиканальный пневмометрический зонд

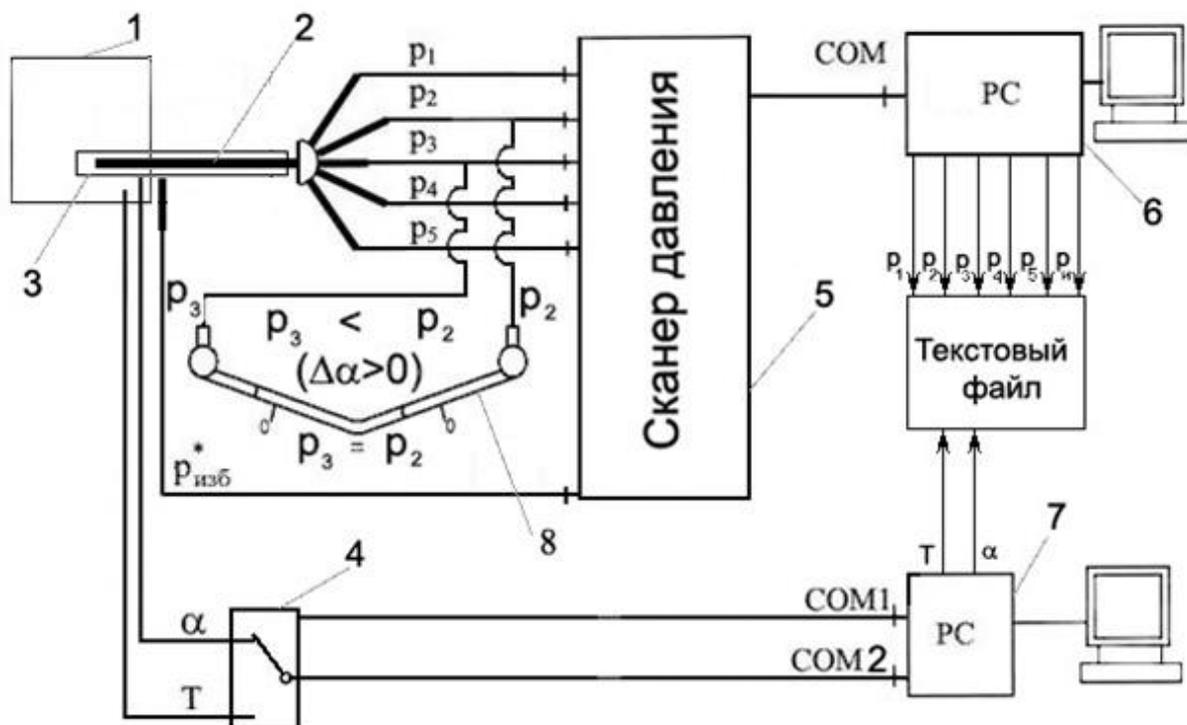


Рисунок 19. Информационно-измерительная система калибровочного стенда ТС-1: 1 – сопло калибровочного стенда; тарируемый зонд; 3 – координатное устройство; 4 - переключатель; 5 - сканер давления; 6 – регистрирующий компьютер; 7 – управляющий компьютер; 8 – выравнивающее устройство «баблер»

Измерения параметров потока выполняются в заданной точке калибровочной струи. Пределы измерения по числу M и углу скоса потока γ определяются индивидуальным заданием на лабораторную работу. Шаг по числу M $\Delta M = 0.1$; Шаг по углу скоса γ - $\Delta\gamma = 5^\circ$.

Порядок измерений:

1. Установить координатное устройство с зондом на стенд ТС1, закрепив его на кронштейне поворотного стола.
2. Включить электропитание измерительной стойки и переносной сканер давления.
3. Переименовать файл исходных данных в папке FlowExpert, используя текущую дату.
4. Запустить программы ServerScanner, ServerADC и FlowExpert.
5. Проверить программное подключение измерительных каналов.

6. Включить компрессор и подать воздух на установку ТС1.
7. В положении поворотного стола $\gamma = 0^\circ$ вывести зонд в заданную точку калибровочной струи (см. рис. 15).
8. Изменяя расход воздуха с помощью задвижки, выйти на первое (максимальное) значение числа M .
9. Запустит режим «Тарировка» в программе FlowExpert, задав в открывшемся модальном окне значения числа M , начальный угол γ и шаг по углу $\Delta\gamma = 5^\circ$.
10. Повернуть поворотный стол в положение $\gamma = \gamma_1$.
11. Выровнять зонд по потоку, используя изображение уравнительного устройства на экране.
12. Произвести измерение для текущей точки калибровки, нажав кнопку «Тарировка».
13. Изменить угол скоса потока, повернув поворотный стол на $\Delta\gamma$.
14. Если $\gamma < \gamma_{max}$, перейти к п. 10.
15. Если $M \neq M_{min}$, установив следующее значение числа M : $M = M + \Delta M$, перейти к п. 9.
16. Завершить работу программ ServerScanner, ServerADC, FlowExpert и выключить измерительную стойку и переносной сканер давления

Результаты измерения для всех заданных значений числа M заносятся в таблицы 4.

Таблица 4 – Калибровка для значения числа $M = M_j$

γ , град	$\Delta\alpha$, град	P_1 , мбар	$\Delta p_\gamma = \Delta p_{45}$, мбар	P_{Pr} , мбар	$\Delta P_{Pr \text{ дин}}$, мбар	P_1^* , мбар
M_j						
γ_1						
...						
γ_{max}						

Методика обработки данных измерений. Для каждой точки измерения вычисляются газодинамические функции Π по данным зонда и по

измерениям трубкой Пито-Прандтля: $\Pi_{зонда} = \frac{p_1}{p_1^*}$, $\Pi = \frac{p_{Pr}}{p_{Pr} + \Delta p_{Pr \text{ дин}}}$, а

также коэффициент неполноты торможения $\kappa = \frac{p_{Pr}^*}{p_1^*} = \frac{p_{Pr} + \Delta p_{Pr \text{ дин}}}{p_1^*}$ и от-

носительную величину $\overline{\Delta p_\gamma} = \frac{\Delta p_\gamma}{p_1 - p_1^*}$.

Результаты обработки для всех заданных значений числа M заносятся в таблицу 5.

Таблица 5 – Результаты калибровки зонда

γ , град	$\Delta\alpha$, град	M	$\overline{\Delta p_\gamma}$	$\Pi_{зонда}$	Π	κ
γ_1		M_{max}				
...		M_{max}				
γ_{max}		M_{max}				
...		...				
γ_1		M_j				
...		M_j				
γ_{max}		M_j				
...		...				
γ_1		M_{min}				
...		M_{min}				
γ_{max}		M_{min}				

Данные табл. 5 представляются в графическом виде графиков калибровочных зависимостей: $\Pi = f_1(\Pi_{зонда})$, $\gamma = f_2(\overline{\Delta p_\gamma})$, $\Delta\alpha = f_3(M, \gamma)$, $\kappa = f_4(M, \gamma)$, пример которых показан на рисунке 17.

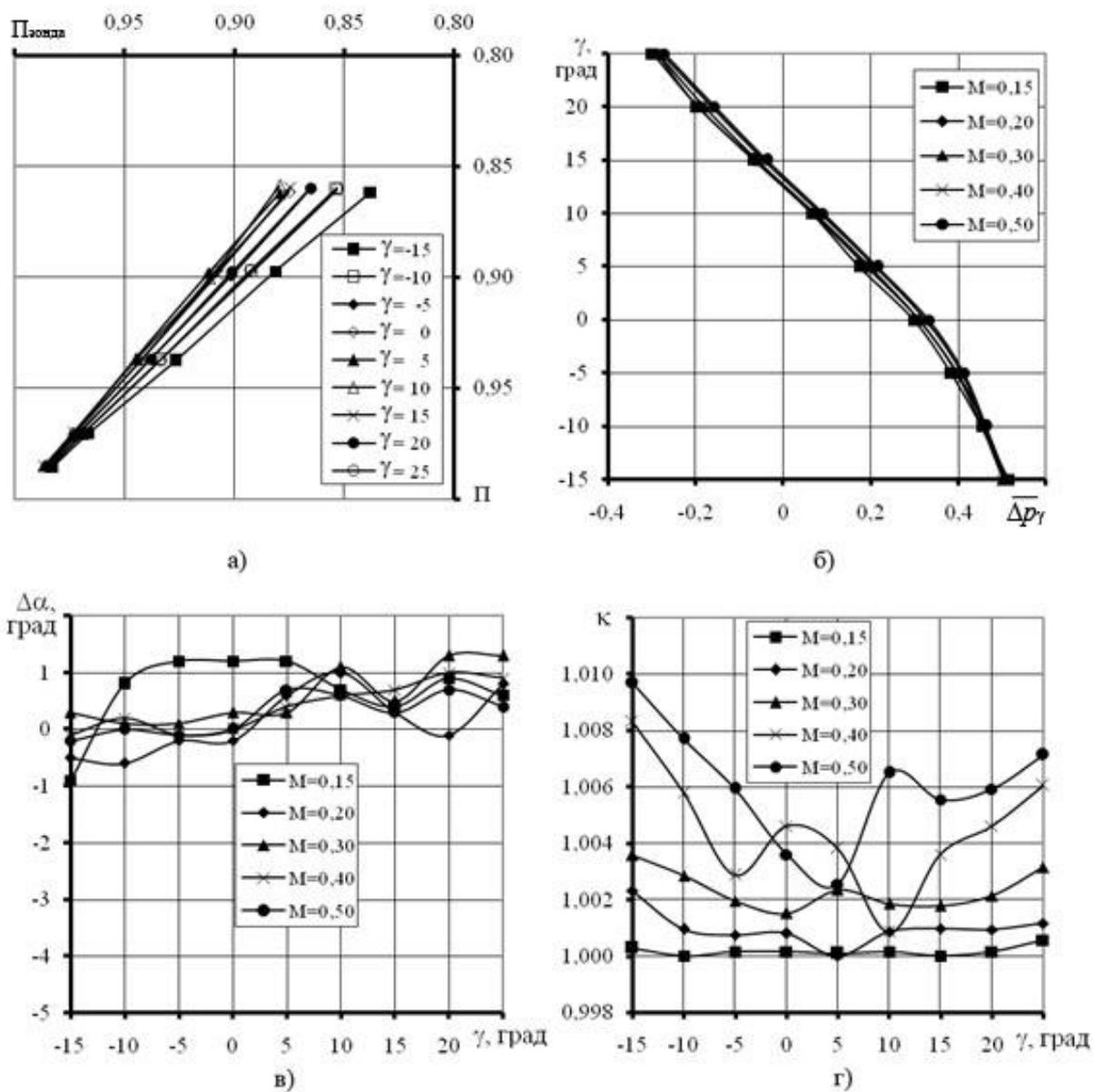


Рисунок 20 - Калибровочные зависимости пятиканального пневмометрического зонда

5.3. Лабораторная работа №3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛЕЙ ПАРАМЕТРОВ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ПОТОКА

Цель исследования: определение истинных параметров 3D потока по данным траверсирования контрольного сечения пятиканальным пневмометрическим зондом.

Метод исследования: траверсирование потока в контрольном сечении проточной части турбины пятиканальным пневмометрическим зондом. Вычисление истинных значений параметров потока по калибровочным зависимостям пневмометрического зонда.

Контрольное измерительное сечение может быть установлено в любом месте проточной части исследуемого отсека при условии возможности размещения пневмометрического зонда в данной плоскости. Границы области траверсирования определяются высотой проточной части и условиями периодичности течения в контрольном сечении.

На рисунке 18 представлено контрольное сечение за РЛ последней ступени модели блока «Ступень – Диффузор». В данном случае область траверсирования ограничена по радиусу периферийным и корневым обводами проточной части, а в окружном направлении - шагом НА.

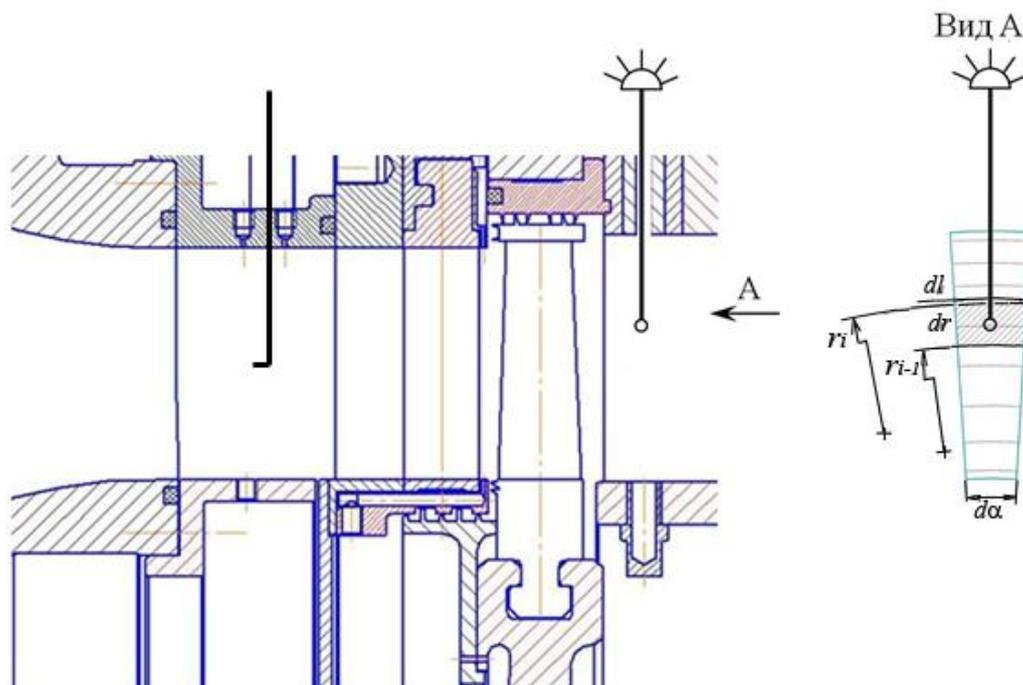


Рисунок 21 - Проточная часть молельной ступени и область траверсирования в контрольном сечении

Порядок измерений:

1. Определить шаг направляющего аппарата: $\theta = \frac{360}{n_{НЛ}}$
2. Задать количество точек измерения n_{θ} по шагу НА и углы $\theta_j, j=1..n_{\theta}$.
3. Задать количество точек измерения n_r по высоте канала в контрольном сечении и радиусы траверсирования $r_i, i=1..n_r$.
4. Сформировать файл исходных данных в папке FlowExpert, используя текущую дату в его названии.
5. Включить электропитание измерительной стойки и переносной сканер давления.
6. Запустить программы ServerScanner, ServerADC и FlowExpert.
7. Проверить программное подключение измерительных каналов.
8. Включить компрессор и подать воздух в установку ЭТ4.
9. Установить зонд в точку (r_{cp}, θ_1) .
10. Выйти на заданный режим по числу M ($M < 0,5$).
11. Установить зонд в точку (r_1, θ_1) .
12. Провести измерения в заданных точках для всех $\theta_j, j=1..n_{\theta}$ и $r_i, i=1..n_r$.
13. Выключить компрессор.
14. Втянуть зонд во втулку: $r > R_{П}$.

Программа FlowExpert сохраняет результаты траверсирования в текстовом файле, который по завершении эксперимента необходимо преобразовать в формат электронной таблицы и представить в виде таблицы 5.

Таблица 5 – Результаты траверсирования потока в контрольном сечении

$r_i, \text{ м}$	$\theta_j, \text{ град}$	$p_{z\ ij}, \text{ Па}$	$\Delta p_{ij\ дин}, \text{ Па}$	$\Delta p_{\gamma\ ij}, \text{ Па}$	$T_{ij}^*, \text{ К}$	$\alpha_{z\ ij}, \text{ град}$
r_1	θ_1					
...	...					
r_1	$\theta_{n_{\theta}}$					
...	...					
r_{n_r}	θ_1					
...	...					
r_{n_r}	$\theta_{n_{\theta}}$					

Методика обработки данных траверсирования. По данным таблицы 5 вычисляются абсолютные значения давлений торможения в точках траверсирования, измеренные зондом $p_{z\ ij}^* = p_{z\ ij} + \Delta p_{ij\ \text{дин}}$, и относительные величины $\overline{\Delta p}_{\gamma\ ij} = \frac{\Delta p_{\gamma\ ij}}{\Delta p_{ij\ \text{дин}}}$. Заполняются первые 8 столбцов таблицы 6.

Алгоритм перехода через калибровочные характеристики пятиканального пневмометрического зонда рисунком 22.

1. По графику $\gamma = f(\overline{\Delta p}_{\gamma})$ определяется угол скоса потока γ_{ij} .
2. По графику $\Pi = f(\Pi_z)$ определяется истинное значение Π_{ij} .
3. По графику $\Delta\alpha = f(\gamma)$ определяется поправка по углу $\Delta\alpha_{ij}$.
4. По графику $\kappa = f(\gamma)$ определяется коэффициент неполноты торможения κ_{ij} .

Результаты заносятся в Таблицу 6.

Истинные параметры потока вычисляются по измерениям зонда и калибровочным коэффициентам: $p_{ij}^* = \kappa_{ij} \cdot p_{z\ ij}^*$, $p_{ij} = \Pi_{ij} \cdot p_{ij}^*$, $\alpha_{ij} = \alpha_{z\ ij} + \Delta\alpha_{ij}$, $T_{ij} = \tau_{ij} T_{ij}^*$.

По истинным параметрам потока вычисляется местная скорость звука a_{ij} , плотность потока ρ_{ij} , модуль скорости потока c_{ij} и три составляющие вектора скорости во всех точках траверсирования. Результаты заносятся в Таблицу 7. Здесь же вычисляются частичные массовые расходы,

которые затем суммируются по окружной координате $\dot{m}_i = \sum_{j=1}^{n_0} \dot{m}_{ij}$ в соответствии со схемой траверсирования в контрольном сечении, представленной на рисунке 23. Используя локальные расходы \dot{m}_{ij} в качестве весовых функций, все параметры потока осредняются по массовому расходу на каждом радиусе траверсирования. Результаты заносятся в Таблицу 8, в которой радиальная координата r_i заменяется на относительную высоту канала

$h_i = \frac{r_{II} - r_i}{r_{II} - r_K}$ в контрольном сечении.

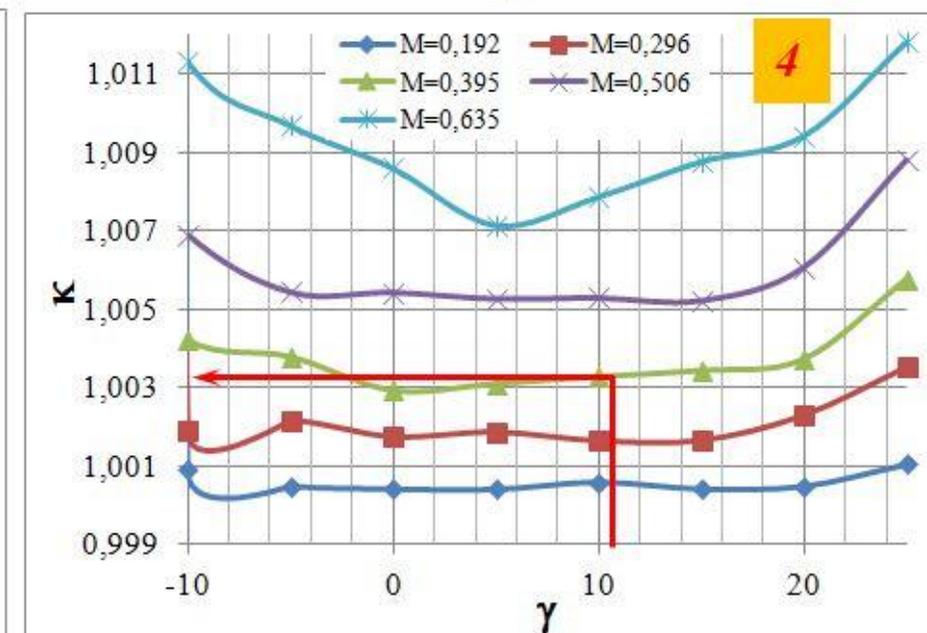
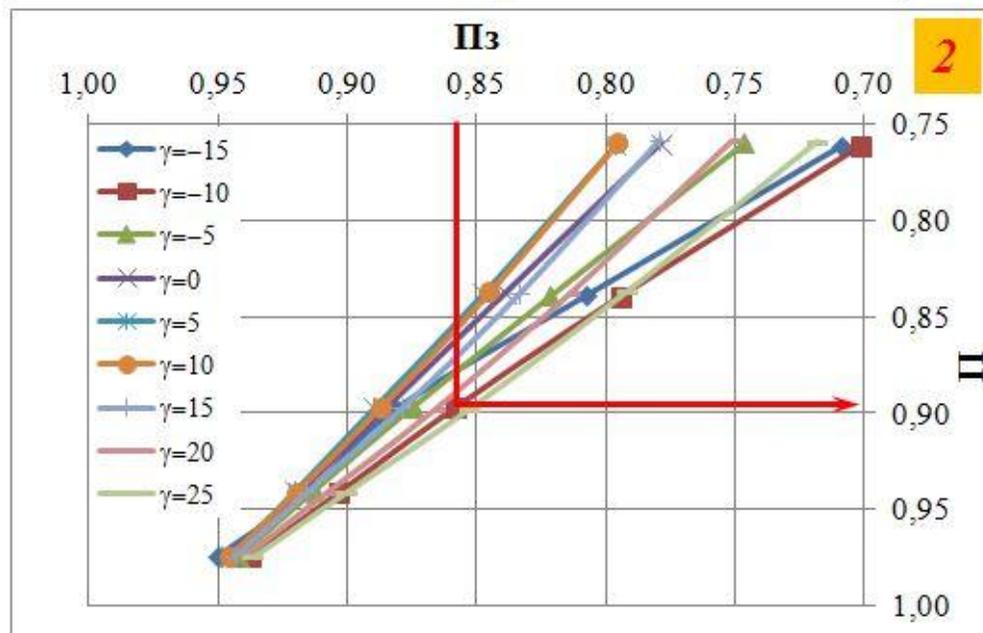
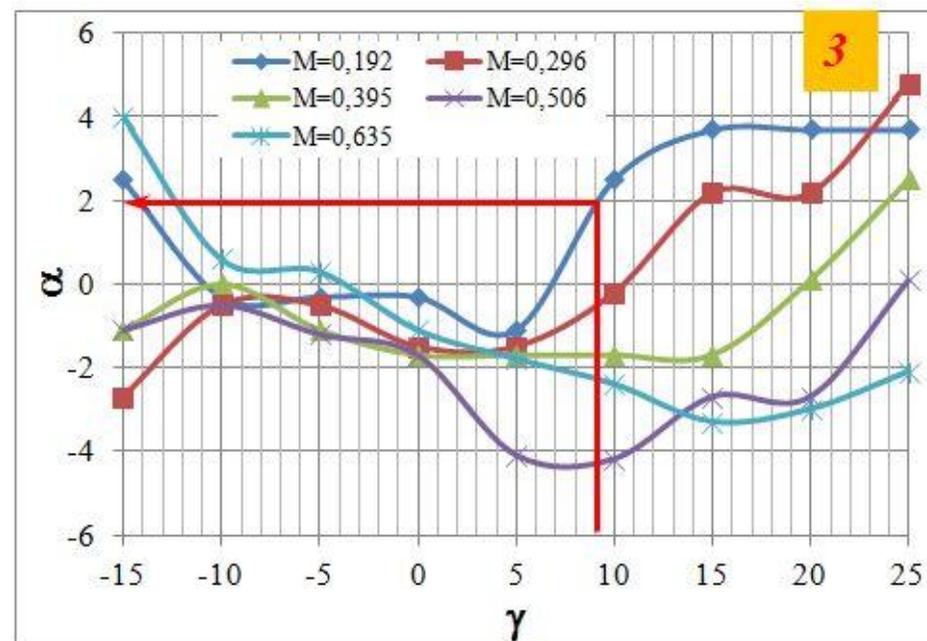
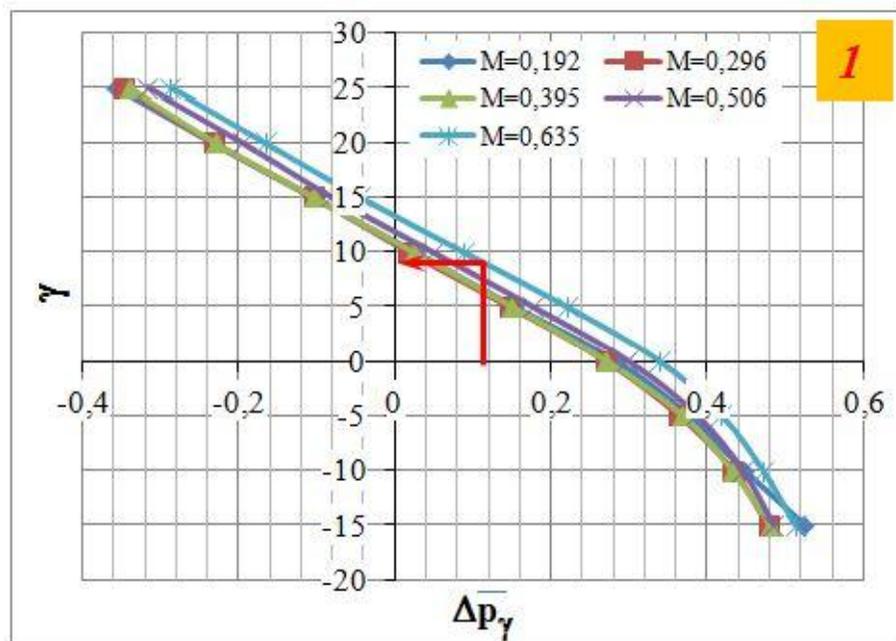


Рисунок 22 - Порядок перехода через калибровочные характеристики пятиканального пневмометрического зонда

Таблица 6 - Параметры потока в контрольном сечении и калибровочные коэффициенты

r_i , м	θ_j , град	T_{ij}^* , Па	p_{zij}^* , Па	p_{ij} , Па	Π_{zij} , -	M_{zij} , -	$\overline{\Delta p_{\gamma ij}}$, -	γ_{ij} , град	Π_{ij} , -	M_{ij} , -	$\Delta\alpha_{ij}$, град	κ_{ij} , -
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	13	14
r_1	θ_1											
r_1	...											
r_1	θ_{n_0}											
...												
r_n	θ_1											
r_n	...											
r_n	θ_{n_0}											

Таблица 7 – Истинные параметры потока в контрольном сечении

r_i , м	θ_j , град	Π_{ij} , -	M_{ij} , -	T_{ij}^* , К	p_{ij}^* , Па	p_{ij} , Па	τ_{ij} , -	T_{ij} , К	a_{ij} , м/с	ρ_{ij} , кг/м ³	c_{ij} , м/с	α_{ij} , град	γ_{ij} , град	c_{zij} , м/с	$c_{u ij}$, м/с	$c_{r ij}$, м/с	\dot{m}_{ij} , кг/с	$\dot{m}_i = \sum_j \dot{m}_{ij}$, кг/с
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	15	16	17	18	19			
r_1	θ_1																	\dot{m}_1
r_1	...																	
r_1	θ_{n_0}																	
...																		\dot{m}_i
r_{n_r}	θ_1																	\dot{m}_{n_r}
r_{n_r}	...																	
r_{n_r}	θ_{n_0}																	

Таблица 8 – Осредненные параметры потока в контрольном сечении

h_i , -	p_i^* , Па	p_i , Па	T_i^* , К	T_i , К	ρ_i , кг/м ³	a_i , м/с	c_{zi} , м/с	c_{ui} , м/с	c_{ri} , м/с	M_{zi} , -	M_{ui} , -	M_{ri} , -	\dot{m}_i , кг/с	$\dot{m}_i p_i^*$, Па	$\dot{m}_i p_i$, Па	$\dot{m}_i T_i^*$, К	$\dot{m}_i c_{zi}$, м/с	$\dot{m}_i c_{ui}$, м/с	$\dot{m}_i c_{ri}$, м/с	
h_1																				
...																				
h_{n_r}																				
Σ													$\sum_{i=1}^{n_r} \dot{m}_i$	$\sum_{i=1}^{n_r} \dot{m}_i p_i^*$	$\sum_{i=1}^{n_r} \dot{m}_i p_i$	$\sum_{i=1}^{n_r} \dot{m}_i T_i^*$	$\sum_{i=1}^{n_r} \dot{m}_i c_{zi}$	$\sum_{i=1}^{n_r} \dot{m}_i c_{ui}$	$\sum_{i=1}^{n_r} \dot{m}_i c_{ri}$	
Среднее													\dot{m}	p_{cp}^*	p_{cp}	T_{cp}^*	$c_{z\ cp}$	$c_{u\ cp}$	$c_{r\ cp}$	

Пример области траверсирования в контрольном сечении за РК турбинной ступени представлен на рисунке 23. По высоте канала область траверсирования ограничена периферийным r_{Π} и корневым r_k обводами. Угловой размер $d\alpha$ области в сечении за РК определяется шагом НА.

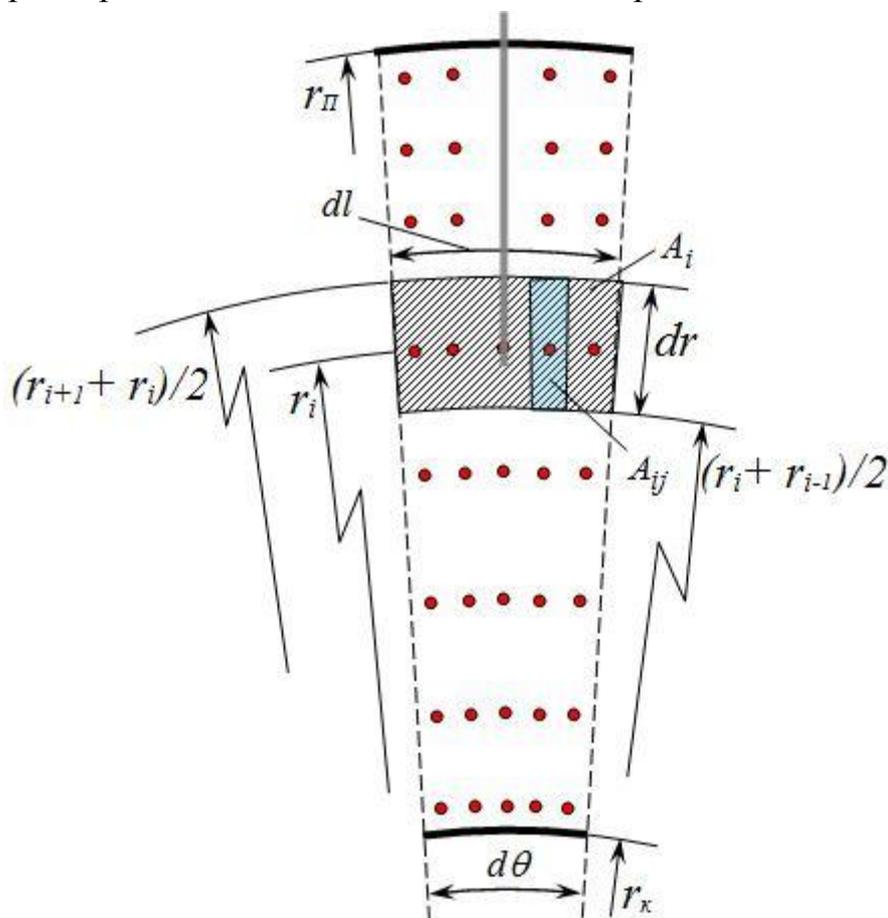


Рисунок 23 - Область траверсирования в контрольном сечении

Графическое представление полей параметров потока в контрольном сечении. Данные таблицы 8 представляются в виде графиков распределений давлений, температуры, составляющих вектора скорости и числа Маха, а также углов потока по высоте канала h . Давления и температура представляется на графиках в нормированном виде. В качестве масштаба для давлений выбирается среднее полное давление, для температуры - среднее значение температуры торможения: $\bar{p}^* = p^* / p_{cp}^*$, $\bar{p} = p / p_{cp}^*$, $\bar{T}^* = T^* / T_{cp}^*$. Компоненты числа Маха и углы потока не нормируются.

5.4. Лабораторная работа №4 ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИНОЙ СТУПЕНИ

Цель исследования: вычисление интегральных характеристик турбинной ступени по данным экспериментальных исследований.

Метод исследования: вычисление интегральных характеристик турбинной ступени по результатам осреднения параметров потока в сечении за РК.

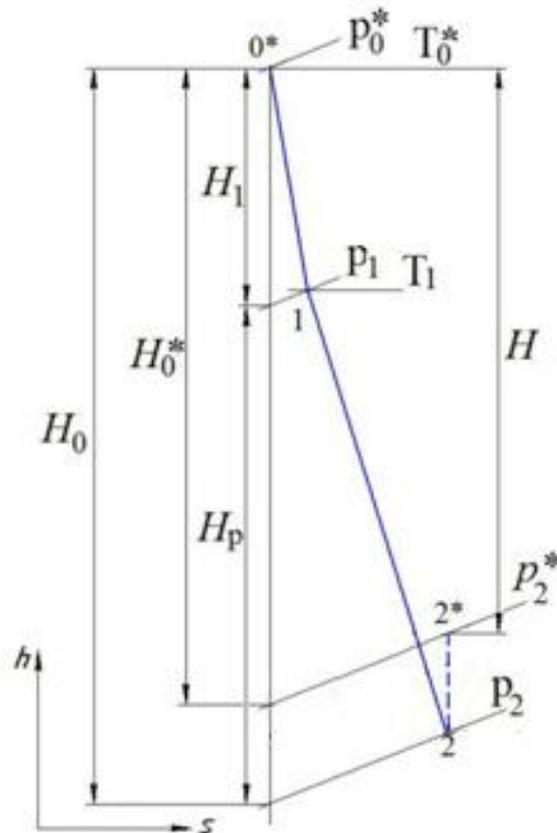


Рисунок 24 - Удельная полезная работа и располагаемый теплоперепад турбинной ступени

Порядок вычислений:

1. По статическим давлениям на периферийном и на корневом обводах в сечении за НЛ (p_1'' и p_1') и за РК (p_2'' и p_2') вычислить показатель степени закрутки потока n .
2. Вычислить распределение степени реактивности $P_{T i}$ по высоте канала.

3. По заданным параметрам потока перед ступенью p_0^* , T_0^* и распределению параметров потока за ступенью p_{2i}^* , p_{2i} , T_{2i}^* , полученным в ЛР №3, вычислить распределение теплоперепадов по высоте канала.

Результаты вычислений занести в Таблицу 9

Таблица 9 – Распределение теплоперепадов по высоте канала за РК

h_i , -	r_{1i} , м	ρ_{Ti} , -	r_{2i} , м	p_{2i}^* , Па	p_{2i} , Па	T_{2i}^* , К	H_{0i}^* , м ² /с ²	H_{0i} , м ² /с ²	H_{pi} , м ² /с ²	H_i , м ² /с ²
1	r_1''	ρ_T''	r_2''	p_2''	p_2''					
h_1	r_{1i}		r_{2i}							
...										
h_{n_r}	r_{1i}		r_{2i}							
0	r_1'	ρ_T'	r_2'	p_2'	p_2'					

Вычислить распределения интегральных характеристик ступени турбины: КПД η_i , η_i^* , коэффициента потерь с выходной скоростью $\Delta\bar{h}_{i c_2}$, степени реактивности ρ_{ki} , коэффициентов циркуляции \bar{c}_{ui} и расхода \bar{c}_{zi} для элементарных участков турбинной ступени. Результаты занести в Таблицу 10.

Таблица 10 – Интегральные характеристики турбинной ступени

h_i , -	r_{2i} , м	u_{2i} , м/с	η_i , -	η_i^* , -	$\Delta\bar{h}_{i c_2}$, -	ρ_{Ti} , -	c_{2zi} , м/с	ρ_{ki} , -	\bar{c}_{ui} , -	\bar{c}_{zi} , -
h_1										
...										
h_{n_r}										

Графическое представление полей параметров потока в контрольном сечении. Данные таблицы 10 представляются в виде графиков распределений интегральных характеристик по высоте канала h .

5.5. Лабораторная работа №5 ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИННОГО ДИФFUЗОРА И БЛОКА «СТУПЕНЬ - ДИФFUЗОР»

Цель исследования: вычисление интегральных характеристик турбинного диффузора и блока «Ступень – Диффузор» по данным экспериментальных исследований.

Метод исследования: вычисление интегральных характеристик турбинного диффузора и блока «Ступень – Диффузор» по результатам осреднения параметров потока в сечении за РК.

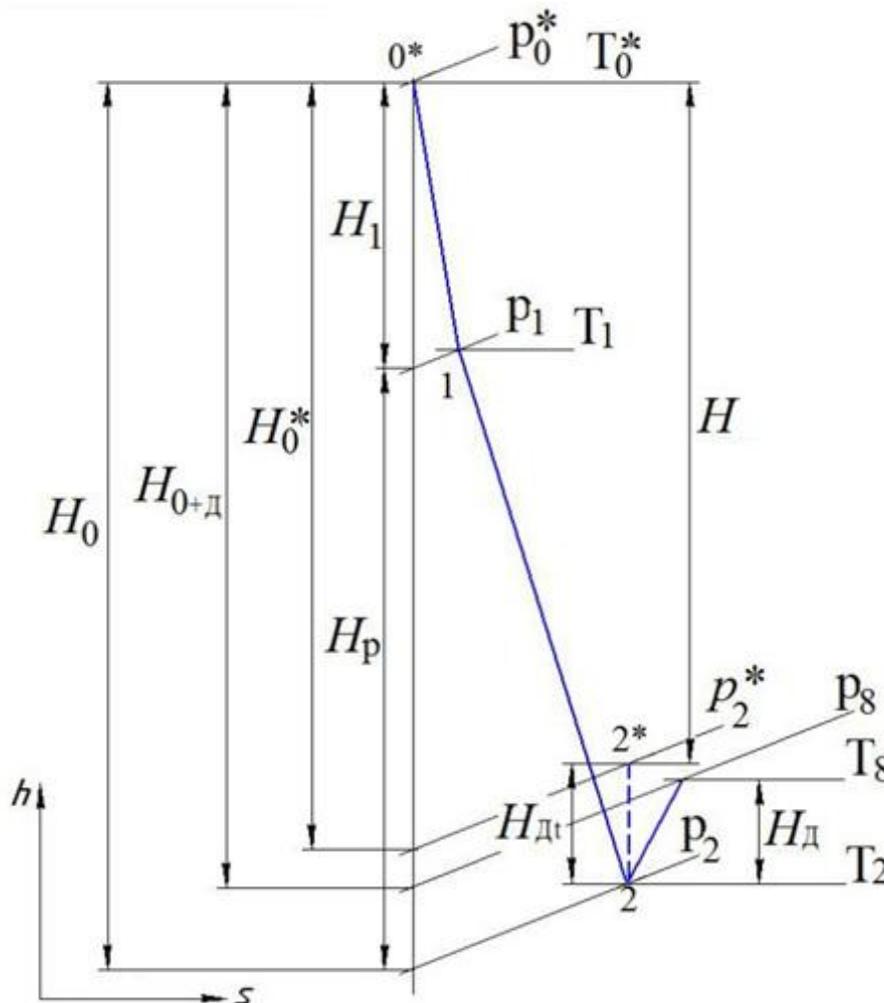


Рисунок 25 – Рабочий процесс в блоке «Ступень – Диффузор»

Порядок вычислений:

1. Вычислить интегральные характеристики диффузора: КПД $\eta_{Д}$ и коэффициент восстановления давления C_p .

2. Вычислить интегральные характеристики блока «Ступень – Диффузор»: КПД η_{+D} и относительный прирост КПД за счет установки диффузора $\Delta\bar{\eta}_{+D}$.
3. По значениям C_p и η_D определить периферийный диаметр выходного сечения диффузора D_8 .

5.6. Лабораторная работа №6 ВЫЧИСЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОЧНОСТИ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

Цель исследования: вычислить показатели точности измерений расхода воздуха через модельный блок «Ступень – Диффузор» и мощности, вырабатываемой исследуемым блоком.

Метод исследования: статистическая обработка результатов измерений параметров потока в расходомерном сопле, данных датчиков оборотов и силы на рычаге гидротормоза. Режим течения характеризуется величиной числа $Re=10^6$. Тестовые испытания сопла проводились при температуре $T_c^u=17,5^\circ\text{C}$.

Конструкция расходомерного сопла стенда ЭТ4 представлена на рисунке 25.

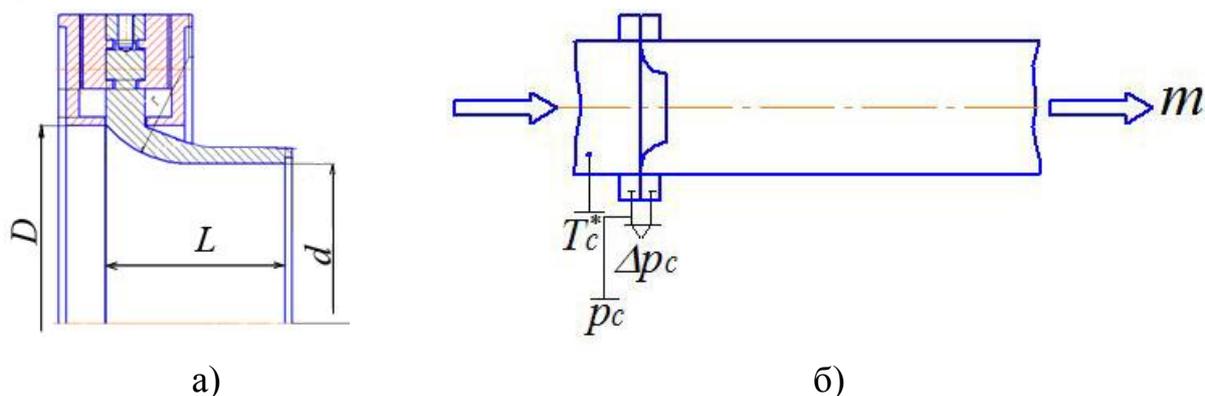


Рисунок 26 - Расходомерное сопло стенда ЭТ4: а) – конструкция сопла б) – схема измерений

Важнейшей геометрической характеристикой расходомерного сопла является т.н. модуль сопла, равный $m = \left(\frac{d}{D}\right)^2$.

Стенд ЭТ4 оборудован расходомерным соплом с размерами $D=0,5$ м и $d=0,322042$ м. Коэффициент температурного расширения материала сопла $\alpha_p=0,00001591$ м²/град.

Характеристики сопла определяются по формулам:

$$\varepsilon = \sqrt{\left(1 - \frac{\Delta p_c}{p_c}\right)^{\frac{2}{k}} \frac{k}{k-1} \frac{1 - \left(1 - \frac{\Delta p_c}{p_c}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{\frac{\Delta p_c}{p_c}} \frac{1 - m^2}{1 - m^2 \left(1 - \frac{\Delta p_c}{p_c}\right)^{\frac{2}{k}}}}, \quad (62)$$

$$f_c = \frac{\pi d_c^2}{4} \left(1 + 2\alpha_p (T_c - T_c^u)\right), \quad (63)$$

$$\alpha_c = k_{uu} \frac{0,99 - 0,2262m^{2,05} + \left(0,000215 - 0,001125m^{0,5} + 0,00249m^{2,35}\right) \left(\frac{10^6}{Re}\right)^{1,15}}{\sqrt{1 - m^2}}, \quad (64)$$

где $k_{uu} = \left(1,0020 - 0,0318m + 0,0907m^2\right) - \left(0,0062 - 0,1017m + 0,2972m^2\right) \frac{D}{10^3}$

Измерительная система крутящего момента и частоты вращения ротора стенда ЭТ4 представлена на рисунке 26.

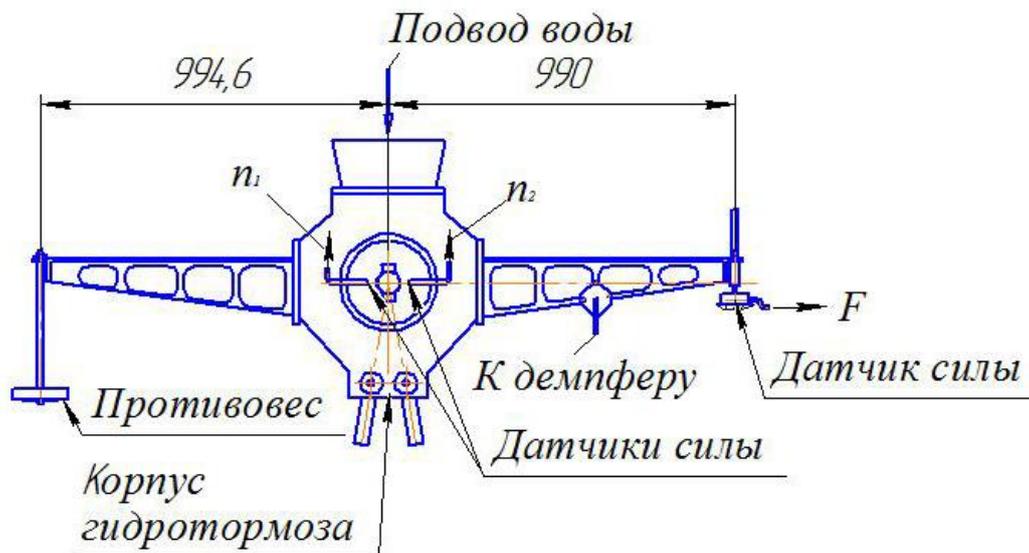


Рисунок 27 – Система измерения крутящего момента и частоты вращения ротора стенда ЭТ4

Порядок вычислений:

1. Вычислить мгновенные значения массового расхода и мощности ступени.

2. Для выборок мгновенных значений массового расхода и мощности определить основные статистические параметры: дисперсию σ^2 , среднеквадратическую ошибку σ , стандартное отклонение и стандартную ошибку s .
3. По результатам измерений определить основные статистические параметры выборок исходных данных, по которым определены мгновенные значения массового расхода ($p_{i c}, \Delta p_{i c}, T_{i c}^*$) и мощности блока «Ступень – Диффузор» ($F_{i c}, n_i$).
4. Вычислить основные статистические параметры выборок мгновенных значений массового расхода и мощности блока «Ступень – Диффузор» по статистикам исходных данных.

Список использованной литературы

1. Кириллов И. И. Теория турбомашин / И.И. Кириллов. - 2-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение. [Ленинградское отделение], 1972 535с.
2. Лапшин К. Л. Основы теории осевых тепловых турбомашин : курс лекций / К. Л. Лапшин. - Санкт-Петербург : Изд-во Политехн. ун-та, 2016 103 с.
3. Правила 28 – 64 по применению и проверке расходомеров с нормальными диафрагмами, соплами и трубами Вентури. М., 1965.
4. Лапшин К. Л. Математические модели проточных частей в проектировочных газодинамических расчетах осевых тепловых турбин на ЭВМ : учебное пособие / К. Л. Лапшин. Ленинградский политехнический институт имени М. И. Калинина Ленинград : ЛПИ, 1989 68 с.
5. Лапшин К. Л. Оптимизация проточных частей паровых и газовых турбин / К. Л. Лапшин 2-е изд., перераб. и доп. Санкт-Петербург : ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2020 213 с.
6. Ярин, Леонид Петрович Термоанемометрия газовых потоков / Л. П. Ярин, А. Л. Генкин, В. И. Кукес Л. : Машиностроение : Ленингр. отделение, 1983 198 с. : ил. Библиогр.: с.190-197 : 95 к.
7. Петунин А.Н. Измерение параметров газового потока. Приборы для измерения давления, температуры и скорости. Изд-во: М.: Машиностроение, 1974, 260с.
8. Пешехонов Н.Ф. Приборы для измерения давления потока, температуры и направления потока в компрессорах. Изд-во «Оборонгиз», 1962, 84с.
9. Черников, В.А. Энергетические машины. Измерение вектора скорости и параметров потока в турбомашинах: учебное пособие / В.А. Черников, Е.Ю.Семакина. - Санкт-Петербург: Издательство Политехнического университета, 2009. - 52 с.
10. Шенк, Х. Теория инженерного эксперимента / Х. Шенк. - М.: Издательство «Мир», 1972. - 382 с.