

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА
(национальный исследовательский университет)»

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК
ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫХ МИКРОТУРБИН**

Электронное методическое пособие

САМАРА
2010

Составители: БАТУРИН Олег Витальевич,
МАТВЕЕВ Валерий Николаевич,
ШАБЛИЙ Леонид Сергеевич

Методическое пособие содержит краткие теоретические сведения о рабочем процессе в кольцевых решетках центростремительных микро-турбин. В работе описаны современные методы их экспериментального исследования, а также стендовое оборудование, применяемое для определения основных параметров потока в проточной части турбинной решетки.

Методическое пособие разработано на кафедре теории двигателей летательных аппаратов СГАУ и предназначено для магистров, обучающихся по направлению 160700.68 «Двигатели летательных аппаратов» по дисциплинам «Газовая динамика авиационных двигателей и энергетических установок» и «Газовая динамика агрегатов и двигателей летательных аппаратов».

ОГЛАВЛЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	4
1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В ЛОПАТОЧНОМ ВЕНЦЕ ТУРБИНЫ И МЕТОДЫ ЕГО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИЗУЧЕНИЯ	9
2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫХ МИКРОТУРБИН	22
2.1. Экспериментальное оборудование, применяемое при изучении рабочего процесса в кольцевой решетке турбины	22
2.2. Параметры, измеряемые в ходе проведения эксперимента	25
2.3. Порядок экспериментального исследования рабочего процесса кольцевой решетки СА ЦСМТ и оп- ределения ее характеристик	29
3. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ И ОТЧЕТА	32
4. МЕТОДИКА ОБРАБОТКИ ДАННЫХ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ	35
5. КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ ДЛЯ ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ	38
5.1. Вопросы по особенностям экспериментального ис- следования рабочего процесса в ЦСМТ	38
5.2. Вопросы по рабочему процессу в лопаточном венце турбины	39
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	40
ПРИЛОЖЕНИЯ	41

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Обозначение	Формула	Наименование и определение	Размерность
A	$A = \frac{G\sqrt{T_1^*}}{P_2^*}$	пропускная способность	$\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{К}^{-0,5}$
a_2		горло решетки - минимальный диаметр окружности, вписанной в канал между соседними профилями	м
b		хорда - линия, соединяющая точки пересечения средней линии профиля с его контуром	м
c_p	$c_p = \frac{kR}{k+1}$	изобарная теплоемкость	Дж/кг·К
c_v	$c_v = \frac{R}{k-1}$	изохорная теплоемкость	Дж/кг·К
C_m		максимальная толщина профиля - максимальный диаметр окружности, вписанной в профиль	м
$c_{кр}$	$c_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_1^*}$	критическая скорость - скорость потока равная местной скорости звука	м/с
d		диаметр	м
F	F	площадь поперечного сечения	м^2
G	$G = \frac{mFp^*}{\sqrt{T_1^*}} q(\lambda)$ $G = \rho c_a F$	массовый расход - масса рабочего тела, проходящая через рассматриваемое сечение в единицу времени	кг/сек
h		высота лопатки	м
i	$i = c_p T$	энтальпия	Дж/кг
i_{PK} i_{CA}	$i_{PK} = \beta_{l1} - \beta_l$ $i_{CA} = \alpha_{01} - \alpha_0$	угол атаки - разность между лопаточным и углом набегания потока на входную кромку лопатки	град

k	$k = \frac{c_p}{c_v};$ $k = \frac{c_p}{c_p - R}$	показатель изоэнтропы	-
L	$L = N/G;$ $L_{cm} = i_0^* - i_2$	удельная работа	Дж/кг
l		длина	м
M	$M = \frac{c}{\sqrt{kRT}}$	число Маха - отношение скорости потока газа к местной скорости звука	-
N	$N = L_{cm}G$	мощность	Вт
p		давление	Па
P		сила, тяга	Н
r		радиус	м
R	$R = c_p - c_v$	удельная газовая постоянная	Дж/кг·К
T		температура	К
u	$u = \frac{\pi D n}{60}$	окружная скорость	м/с
w		относительная скорость - скорость потока газа в системе координат, связанной с вращающимся ротором	м/с
$\tau(\lambda); \pi(\lambda);$ $\varepsilon(\lambda); q(\lambda)$		газодинамические функции	-
α		угол между векторами окружной и абсолютной скоростей	град
$\alpha_{1\text{эф}}$ $\beta_{2\text{эф}}$	$\alpha_{1\text{эф}}$ $= \arcsin \frac{a_{\text{сСА}}}{t_{\text{сСА}}}$ $\beta_{1\text{эф}}$ $= \arcsin \frac{a_{\text{сРК}}}{t_{\text{сРК}}}$	эффективный угол решетки	град
$\delta\alpha$ $\delta\beta$	$\delta\alpha_1 = \alpha_1 - \alpha_{1\text{эф}}$ $\delta\beta_2 = \beta_2 - \beta_{2\text{эф}}$	угол отклонения потока в косом срезе СА и РК - разность между эффективным и действительным углом выхода потока	град

φ	$\varphi = \frac{c_1}{c_{1s}}$	коэффициент скорости СА - отношение реальной скорости потока на выходе из СА к изоэнтропической скорости потока в этом сечении	-
λ	$\lambda = \frac{c}{c_{кр}};$ $\lambda = \frac{c}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT^*}}$	приведенная скорость - отношение физической скорости газа к критической скорости	-
μ	$\mu = \frac{G}{G_s}$	коэффициент расхода – отношение реального расхода рабочего тела к идеальному	-
π_k^*	$\pi_k^* = \frac{p_k^*}{p_0^*}$	степень повышения полного давления в компрессоре	-
ρ		плотность - масса газа, содержащаяся в единице объема	кг/м ³
σ	$\sigma = \frac{p_1^*}{p_0^*}$	коэффициент восстановления полного давления – параметр, характеризующий гидравлическое совершенство каналов, в которых не осуществляется подвод работы, равен отношению полного давления на входе к полному давлению на входе	-
ω		угловая скорость вращения ротора	рад/сек
ψ	$\psi = \frac{w_2}{w_{2s}}$	коэффициент скорости РК - отношение реальной скорости потока в относительном движении на выходе из РК к изоэнтропической относительной скорости в этом сечении	-
ζ	$\zeta = \frac{L_r - \Delta L_v}{L_{cts}}$	коэффициент потерь, отношение потерь энергии в ступени к изоэнтропической работе расширения рабочего тела	-

Индексы

<i>*</i>	—	параметр торможения;
<i>0</i>	—	сечение на входе в сопловой аппарат;
<i>1</i>	—	вход в рабочее колесо;
<i>2</i>	—	сечение на выходе из рабочего колеса;
<i>вт</i>	—	относящийся ко втулочному сечению;
<i>к</i>	—	относящийся к периферийному сечению; сечение на выходе из компрессора;
<i>л</i>	—	лопаточный;
<i>пр</i>	—	профильный;
<i>рз</i>	—	относящийся к радиальному зазору;
<i>СА</i>	—	относящийся к сопловому аппарату;
<i>сп</i>	—	относящийся к среднему сечению;
<i>ст</i>	—	относящийся к ступени;
<i>уд</i>	—	удельный;
<i>а</i>	—	осевое направление;
<i>р</i>	—	изобарный процесс ($p=const$);
<i>г</i>	—	связанный с потерями; радиальное направление;
<i>с</i>	—	изоэнтропический (идеальный) процесс;
<i>и</i>	—	окружное направление;
<i>w</i>	—	параметр, рассматриваемый в относительном движении, т.е. в системе координат, связанной с вращающимся рабочим колесом;
<i>x, y, z</i>	—	проекции на координатные оси;
Δ	—	изменение величины;
λ	—	связанный с влиянием скорости потока;
Σ	—	суммарная величина

Сокращения

ГДФ	—	газодинамические функции;
ГТД	—	газотурбинный двигатель;
ГТУ	—	газотурбинная установка;
ЛВ	—	лопаточный венец;

<i>ЛМ</i>	—	лопаточная машина;
<i>МТ</i>	—	микротурбина;
<i>ПЧ</i>	—	проточная часть;
<i>РЗ</i>	—	радиальный зазор;
<i>РК</i>	—	рабочее колесо;
<i>САУ</i>	—	стандартные атмосферные условия;
<i>СК</i>	—	система координат;
<i>ЦСМТ</i>	—	центростремительная микротурбина.

Остальные обозначения, индексы и условные сокращения объяснены в тексте.

1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В ЛОПАТОЧНОМ ВЕНЦЕ ТУРБИНЫ И МЕТОДЫ ЕГО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИЗУЧЕНИЯ

Для правильного выбора режима работы лопаточных венцов турбомашин и понимания особенностей их работы в различных условиях эксплуатации необходимо уметь анализировать течение рабочего тела в межлопаточных каналах. Основная цель анализа течения рабочего тела обычно заключается в том, чтобы установить изменение коэффициента потерь энергии ξ , угла выхода потока из ЛВ $\alpha_1(\beta_2)$, а также усилий, действующих на лопатки, при изменении режима течения.

Обычно в ЛВ турбомашин режим течения характеризуется величиной приведенной скорости λ_{1s} , определяемой по фактическому перепаду давления на венце.

Исследования картины течения рабочего тела в лопаточных венцах показывают, что ее условно можно разбить на область центрального течения *I* и области концевых течений у втулки *II* и периферии *III* (рис. 1.1).

В области центрального течения *I* возникают так называемые профильные потери. Последние принято подразделять на следующие:

- *потери на трение* в пограничном слое у поверхности корытца и спинки лопаток (рис. 1.2,а);
- *кромочные потери*, возникающие из-за вихревых течений за выходными кромками лопаток (рис. 1.2,б).

Эти два вида потерь (на трение и кромочные) имеют место на всех режимах течения.

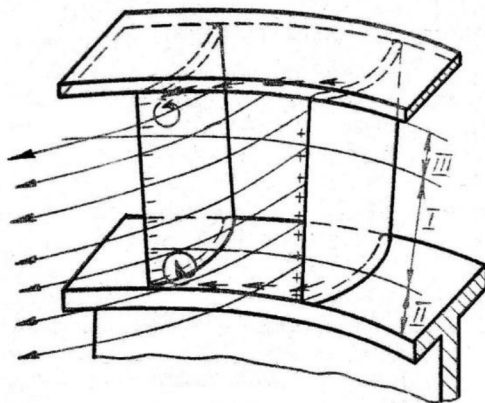


Рис. 1.1. Схема течения потока в лопаточном венце турбомашины

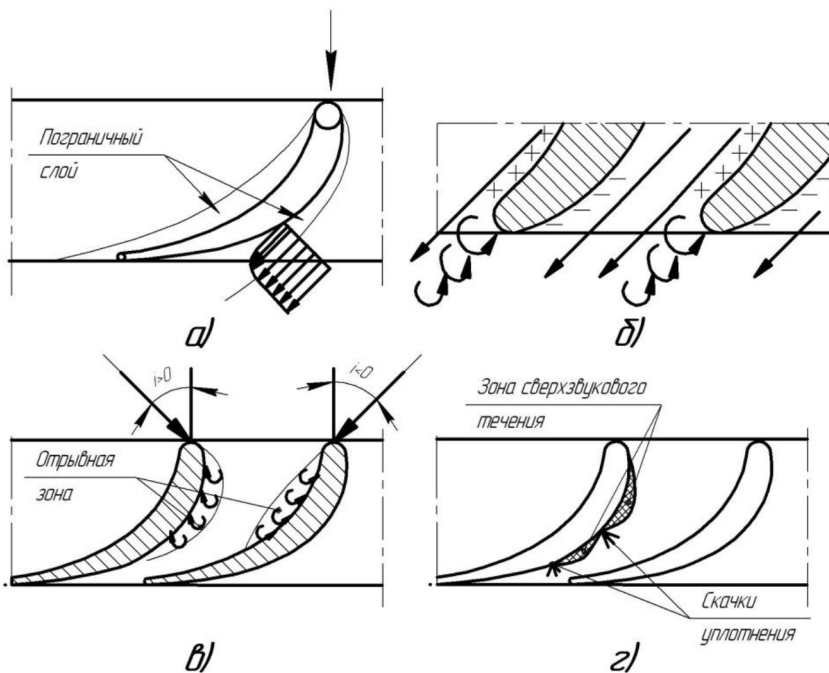


Рис. 1.2. Основные виды потерь энергии в лопаточных венцах: а) профильные; б) кромочные; в) потери на отрыв потока; г) волновые

При больших положительных или отрицательных углах атаки на входе в решетку возможно появление отрывных зон на спинке или корытце (рис. 1.2, в), что обуславливает появление дополнительных потерь - *потерь на отрыв потока*. Они являются третьей составляющей профильных потерь.

При больших перепадах давления, могут возникнуть области сверхзвуковых течений (рис. 1.2, г). Их переход в дозвуковые течения сопровождается появлением скачков уплотнения - это вызывает значительные дополнительные потери, которые принято называть *волновыми*. Последние являются четвертой составляющей профильных потерь.

В области концевых течений потери принято подразделять; на следующие составляющие:

- трение о концевые (втулочную и периферийную) поверхности;

- вторичные или индуцированные, которые обусловлены парой вихрей, возникающих у втулки ж периферии лопаток из-за наличия пограничного слоя на концевых поверхностях и перепада статического давления в межлопаточных каналах на корытце и спинке (см. рис 1.1). Указанная пара вихрей в технической литературе иногда называются "парным вихрем".

Отмеченные особенности течения газа в межлопаточных каналах оказывают влияние на величину угла выхода потока из решетки и уровень потерь.

При экспериментальном исследовании рабочего процесса в лопаточном венце выделить каждый отдельный вид потерь невозможно. Поэтому при продувках на стендах определяются суммарные потери в решетке, характеризующиеся коэффициентом потерь энергии ξ .

Для оценки потерь энергии в решетке СА в теории турбомашин часто пользуются *коэффициентом скорости*:

$$\varphi_{CA} = \frac{c_1}{c_{1S}}, \quad (1)$$

где c_1 – реальная скорость истечения газа из решетки СА;

c_{1s} - изоэнтروпическая скорость истечения газа из решетки СА.

При исследовании рабочего процесса в РК коэффициент скорости определяется следующим образом:

$$\psi_{PK} = \frac{w_2}{w_{2s}}, \quad (1a)$$

где w_2 – реальная скорость истечения газа из решетки РК в относительном движении;

w_{2s} - изоэнтروпическая скорость истечения газа из решетки РК в относительном движении.

Коэффициент скорости связан с коэффициентом потерь энергии следующей зависимостью [1]:

$$\varphi_{CA} = \sqrt{1 - \xi_{CA}}; \quad (2)$$

$$\psi_{PK} = \sqrt{1 - \xi_{PK}}. \quad (3)$$

В расчетах использование коэффициентов скорости φ_{CA} и ψ_{PK} , в качестве самостоятельной оценки эффективности процесса расширения более удобно, так как они позволяют осуществить непосредственный переход от параметров изоэнтропического процесса расширения к реальным.

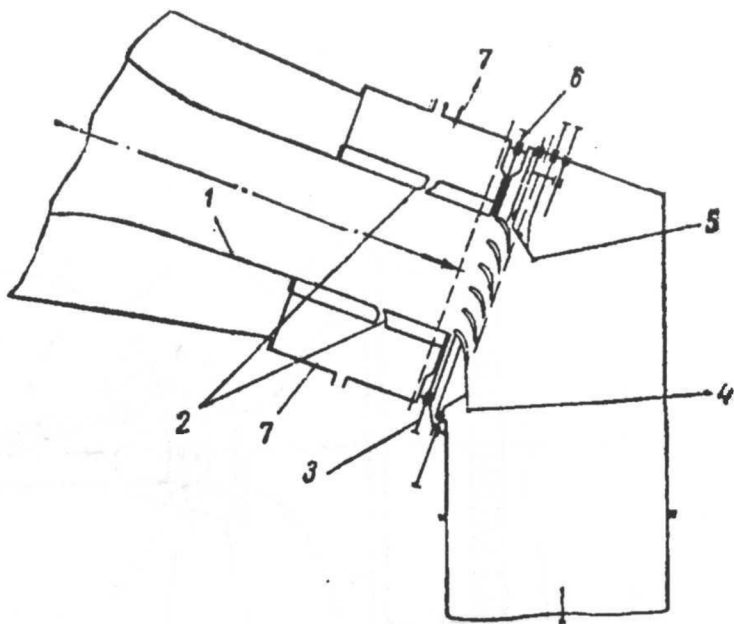
В случае лопаточных венцов с относительно длинными лопатками, когда их высота в $1,5...2,0$ раза больше шага решетки t , в межлопаточных каналах явно выражена центральная часть потока. Причем именно эта часть потока в основном определяет величины угла потока на выходе из решетки и потерь в лопаточном венце.

Наиболее достоверные данные о структуре потока в элементах турбомашин и их характеристиках получают эксперимен-

тально. Существуют также и расчетные методики для их определения, однако даже самые современные из них не способны учесть всех факторов, влияющих на рабочий процесс в ЛВ. Вместе с тем экспериментальный способ не лишен недостатков, главными из которых являются дороговизна, большая протяженность во времени и ограниченные возможности средств измерения.

Имитировать течение в центральной части межлопаточных каналов можно в решетке незакрученных лопаток постоянного сечения, так называемой «плоской решетке». Такая решетка состоит из ряда одинаковых параллельных лопаток, расположенных на равном расстоянии одна от другой. Нетрудно заметить, что плоская решетка является частным случаем лопаточного венца, радиус кривизны которого равен бесконечности. Однако, для получения действительно двухмерного течения необходима решетка, состоящая из лопаток бесконечной высоты. Реальные решетки неизбежно ограничены в размере и для того, чтобы по крайней мере центральная часть (где проводятся измерения параметров потока) работала в условиях примерно двухмерного течения, необходимо выполнять их с высотой, превышающей шаг решетки [2]. В такой решетке влияние концевых участков незначительно и по параметрам потока в среднем сечении можно определить профильные потери $\xi_{пр}$.

На рис. 1.3 представлена установка для исследования решетки профилей с постоянным по высоте сечением при больших дозвуковых скоростях. Рабочий участок установки присоединяется к фланцу четырехгранного, профилированного по формуле Витошинского, конфузора. Второй конец конфузора соединен с достаточно длинным прямоугольным баком, помещенным внутри толстостенного ресивера. В противоположном конце бака, вблизи от входного отверстия, установлены решетки из прутьев, трубчатый успокоитель и сетки для выравнивания потока.



1 — конфузор; 2 — щели для сброса пограничного слоя; 3 — нижняя подвижная пластина; 4 — нижняя поворотная стенка; 5 — верхняя поворотная стенка; 6 — верхняя подвижная пластина; 7 — камеры, обеспечивающие оброс пограничного слоя

Рис. 1.3. Установка для продувки прямых решеток

Подводящий канал рабочего участка сечением 150×120 мм имеет длину около 150 мм. Верхняя и нижняя стенки подводящего канала, а также стенки камер (см. рис. 1.3) и коробки подвижных пластин приварены к задней щеке рабочего участка. Передняя щека рабочего участка плотно пригнана к хорошо обработанным торцевым поверхностям этих стенок и коробок, что практически исключает возможность перетечек рабочей среды со стороны высокого давления в область низкого давления. На верхней и нижней стенках подводящего канала перед измерительным сечением производится слив пограничного слоя через щели 2, соединенные с камерами 7. Толщина пограничного слоя

на стенках подводящего канала перед решеткой составляет 5...6мм, а при работе камер Γ уменьшается до 2...3мм.

Перед лопаточной решеткой, устанавливаемой перпендикулярно оси подводящего канала, размещены подвижные пластины 3 и 6, которые перемещаются при помощи маховиков.

Исследуемая решетка, устанавливаемая в рабочей части, состоит из 7...8 лопаток постоянного профиля (см. рис. 1.4,а). Меньшее число лопаток нежелательно, ибо при этом может проявиться влияние граничных стенок на среднюю часть пакета, где измеряются параметры потока. Высота рабочей части, а, следовательно, и максимальная высота лопаток исследуемой решетки не превышает обычно 125 мм. С помощью двух пластин, имеющих просечки, выполненные по форме профиля, изменяется высота лопаток. Кроме того, эти пластины позволяют отсекал пограничный слой, накопившийся на стенках входного устройства, а также исследовать неплоские решетки. Зазор в просечках между лопатками и пластинами уплотняется. Для того, чтобы избежать возможный срыв потока пластины имеют плавное скругление на входе.

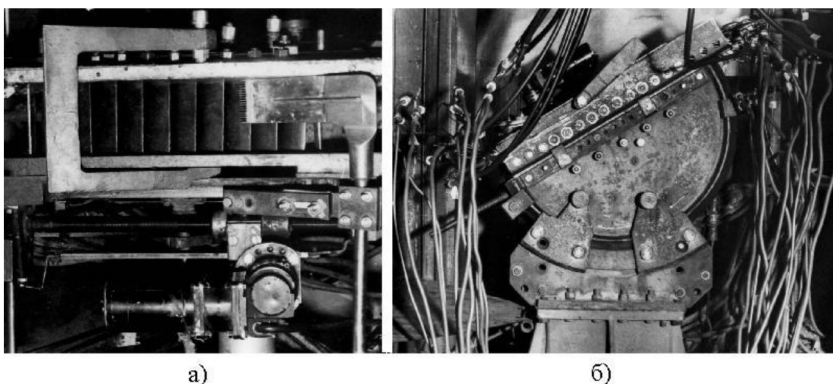


Рис. 1.4. Внешний вид установки для продувки прямых решеток, применяемой на СНТК им Н.Д. Кузнецова: а – вид сзади на выходные кромки лопаток; б – вид сверху

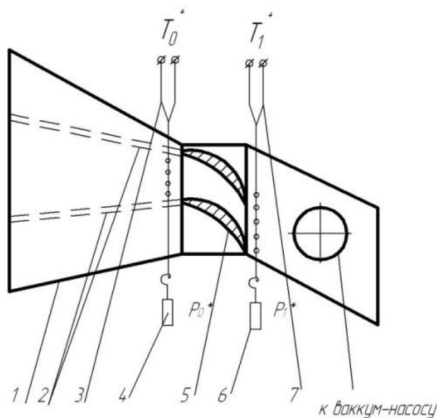


Рис. 1.5. Схема преарирования стэнда для экспериментального исследования плоских решеток

гулированием разрежения на выходе из нее.

На выходе из решетки измеряется полное давление зондом, установленным в координатной измерительной установке (рис. 1.5), и статическое давление через отверстия на одной из пластин, расположенных вдоль фронта решетки. Зонд имеет возможность перемещаться не только по шагу, но и по высоте решетки, что позволяет пневмометрировать поток и измерять суммарные потери в решетке. Отсутствие влияния боковых стенок в центральных межлопаточных каналах проверяется путем измерения давления в 2...3 средних каналах. Среднюю лопатку решетки обычно дренируют с целью определения распределения давления по профилю. Для этого в среднем сечении по периметру профиля сверлят отверстия диаметром $0,3...0,6$ мм, через которые измеряется статическое давление.

На рис. 1.6 изображена схема плоской решетки СА осевой турбины, а также силы и скорости, действующие в ней. Рабочее тело набегаёт на решетку со скоростью c_0 под углом α_0 , а выходит из решетки под углом α_1 со скоростью c_1 . При течении в ка-

На выходе из решетки, у ее нижней лопатки, имеется поворотная стенка 4 (рис. 1.3) для направления потока, привод к которой выведен наружу.

Выходная часть рабочего участка скреплена с диффузором, второй конец которого соединен с выхлопной трубой и с эжектором, при помощи которого можно создавать разрежение на выходе из решетки. Режим работы установки изменяется регу-

налах решетки рабочее тело меняет свое направление. Вследствие поворота струи, а также ее ускорения возникает сила P , приложенная к лопаткам. Возникновение этой силы объясняется тем, что на боковых сторонах лопатки образуется разное давление. При этом давление на вогнутой поверхности (корытце) существенно выше, чем на выпуклой (спинке).

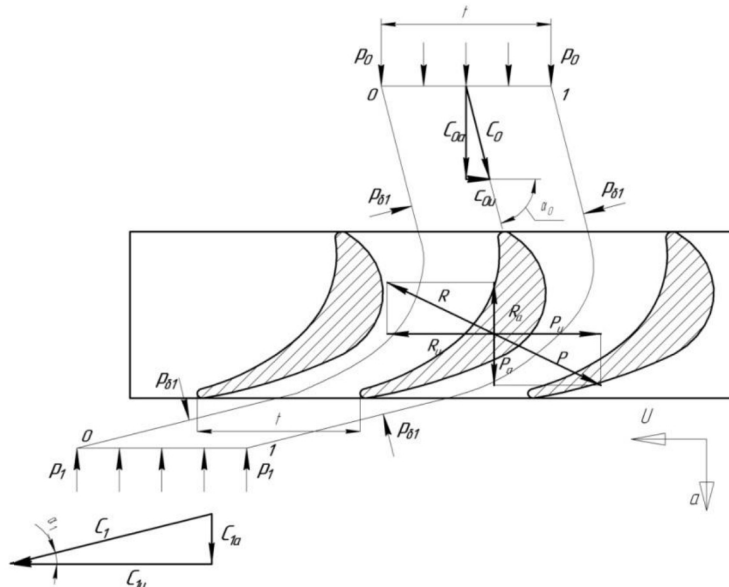


Рис. 1.6. Схема скоростей и усилий, действующих в плоской решетке осевой турбины

Одна из составляющих силы P направлена параллельно фронту решетки. Это окружная составляющая силы P_u . Она воспринимается лопатками СА и вызывает в последних напряжение изгиба.

Осевая составляющая полной силы P_a направлена вдоль оси решетки. Она также воспринимается лопатками СА и передается на опоры турбины, являясь при этом одной из составляющих полной реактивной тяги двигателя (причем отрицательной).

Рассмотрим основные способы определения этих сил, которые, с одной стороны, необходимы конструктору для расчета лопатки на прочность, а с другой - для процесса расширения газа и величины полной реактивной тяги. Для этого выделим часть потока вокруг рассматриваемой лопатки (см. рис. 1.6).

Концевые границы, по которым действуют давления p_0 и p_1 , расположены на большом удалении от решетки и параллельны ее фронту. Боковые границы $0-0$ и $1-1$ находятся на расстоянии шага решетки друг от друга и совпадают со средним линиями тока.

Так как линии тока $0-0$ и $1-1$ эквидистанты, то равнодействующие сил давления $p_{\delta 1}$, приложенных вдоль этих линий, равны друг другу и направлены в противоположные стороны. Следовательно, на поток в окружном направлении действует лишь сила R_u , приложенная со стороны лопатки и равная силе $-P_U$.

В осевом направлении на поток действует сила R_a , равная силе $-P_a$, а также разность давлений $p_0 - p_1$.

За положительные направления системы отсчета примем направление координат u и a , которые соответствуют рекомендациям СТ СЭВ 1052-78 (см. рис. 1.6).

Согласно закону сохранения количества движения сумма всех сил, действующих на выделенные объем рабочего тела в рассматриваемом направлении, равна разности секундных количеств движения, вытекающих из этого объема и втекающих в него в том же направлении.

Тогда величина силы R_U определится из выражения:

$$R_U = G(c_{1U} - c_{0U}). \quad (4)$$

Очевидно, что сила P_U , с которой поток действует на лопатку в окружном направлении, равна по величине и обратна по направлению силе R_U :

$$P_U = G(c_{0U} - c_{1U}). \quad (5)$$

Проекция уравнения количества движения на ось oa будет иметь вид:

$$-R_a - h_n(p_0 - p_1) = G(c_{1a} - c_{0a}), \quad (6)$$

где h_n - высота лопатки.

Сила P_a , с которой поток действует на лопатку в осевом направлении, будет равна:

$$P_a = -R_a = G(c_{1a} - c_{0a}) + h_n(p_0 - p_1). \quad (7)$$

Таким образом, для вычисления сил P_u и P_a , действующих на лопатку, необходимо определить не только скорости c_0 и c_1 , но необходимо еще иметь значения действительных значений углов входа и выхода потока α_0 и α_1 , так как в формулы (5) и (7) входят величины проекций скоростей:

$$c_{0a} = c_0 \sin \alpha_0, \quad c_{0U} = c_0 \cos \alpha_0; \quad (8)$$

$$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1, \quad c_{1U} = c_1 \cos \alpha_1. \quad (9)$$

Измерение скоростей и углов потока на входе и выходе из испытываемой решетки осуществляется пневмометрированием потока как по шагу, так и по высоте. Осредняя замеренные параметры определенным образом (по массе, энергии или энтальпии), можно получить осредненные значения углов α_{0cp} и α_{1cp} .

Величины осредненных скоростей могут быть при этом найдены из самых общих соображений. Действительно, если измерена температура торможения T_{0cp}^* , и найдены осредненные полные и статические давления на входе (p_0^* и p_0) и выходе (p_1^* и p_1) из решетки, можно найти характерные ГДФ:

$$\pi_{c_{0i}} = \frac{p_{0i}}{p_0} \rightarrow \lambda_{c_{0i}} \rightarrow \tau_{c_{0i}};$$

$$\pi_{c_{1i}} = \frac{p_{1i}}{p_1} \rightarrow \lambda_{c_{1i}} \rightarrow \tau_{c_{1i}}.$$

Тогда скорости c_0 и c_1 , могут быть вычислены по формулам:

$$c_0 = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^* \lambda_0}; \quad (10)$$

$$c_1 = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_1^* \lambda_1}. \quad (11)$$

Для определения же составляющих c_{0i} и c_{1i} , необходимо еще определить значения углов входа α_0 и выхода α_1 потока из сопловой решетки. Величины углов α_0 и α_1 измеряются, обычно, комбинированным насадком, закрепленным в координатнике. Эти же параметры необходимы для определения коэффициента скорости φ_{CA} и коэффициента потерь в решетке ξ_{CA} по формулам (1...3).

При экспериментальном определении усилий P_u и P_a , а также оценке степени совершенства рабочего процесса в СА обычно используют результаты модельных продувок плоских решеток на специальных установках описанных выше.

Для получения достоверных экспериментальных результатов высота лопаток h_n решетки должна быть, по крайней мере, не менее $(1,5 \dots 2) \cdot t$ [2]. Однако в настоящее время довольно широко применяются ступени турбин, в которых соотношение $h_n > (1,5 \dots 2) \cdot t$ не выполняется. Это относится, например, к первым ступеням турбин высокотемпературных ГТД малой тяги ($P < 10 \text{ кН}$) с высокими π_k^* ($\pi_k^* > 25$). Для них характерны относительно короткие лопатки ($h_n/t \approx 1$). Целый класс турбин состав-

ляет маломощные ($N < 15 \text{кВт}$) и малоразмерные ($D_T < 0,2 \text{м}$, $h_d < 10 \text{мм}$) турбины, используемые для привода вспомогательных агрегатов основных силовых установок летательного аппарата. При исследовании таких турбин использование результатов продувок плоских решеток не является оправданным, так как известно [2], что в решетках МТ значительно возрастает доля потерь, связанных с малой длиной лопаток.

Рассмотрим подробнее метод испытания решеток МТ.

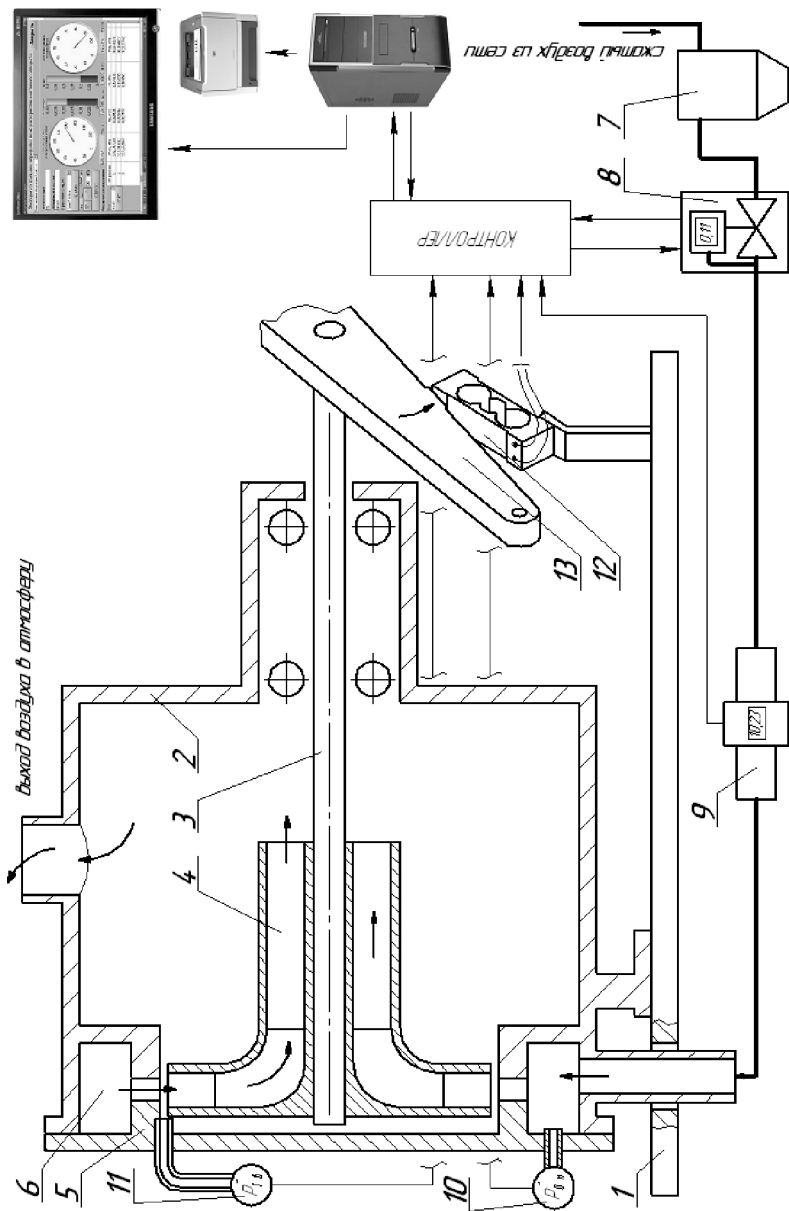
2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫХ МИКРОТУРБИН

2.1. Экспериментальное оборудование, применяемое при изучении рабочего процесса в кольцевой решетке турбины

Экспериментальное исследование рабочего процесса в кольцевой решетке центростремительной турбины проводятся на специальных установках. Одна из возможных схем организации стенда, реализованная в лаборатории лопаточных машин на кафедре теории двигателей летательных аппаратов СГАУ, показана на рис. 2.1. Внешний вид установки для испытания кольцевых решеток центростремительных микротурбин показан на рис. 2.2.

Устроена она следующим образом. На основании, которым служит плита 1, крепится цилиндрический корпус 2. В корпусе на подшипниках установлен вал 3. На валу консольно смонтировано колесо-ловушка 4 с прямым лопаточным венцом, обеспечивающим осевой выход потока.

Исследуемая сопловая решетка выполняется на внутренней торцевой поверхности крышки 5. Торцевые поверхности лопаточного венца СА упираются в соответствующий кольцевой выступ на корпусе, а пространство 6, образованное крышкой и цилиндрической проточкой в корпусе, служит внутренним ресивером для подачи рабочего тала в каждый канал СА.



2 Рис.2.1. Принципиальная схема установки для испытания кольцевых сопловых решёток ЦСМТ



Рис. 2.2. Лабораторная установка для изучения рабочего процесса и снятия характеристик кольцевой центростремительной микротурбины

Сжатый воздух подается из сети через фильтр 7, автоматический кран-регулятор 8 и расходомер 9 в ресивер 6. Полное давление в ресивере регистрируется преобразователем давления 10. Газ, проходя каналы соплового аппарата, расширяется до давления, величина которого ниже атмосферного. Поэтому для измерения давления за СА установлен вакуумметр 11.

Вихревая сопловая струя поступает на лопатки колеса-ловушки 4 (рис. 2.3) и, проходя его каналы, приобретает в конечном итоге направление движения близкое к осевому. Таким образом, газ полностью передает имевшийся у него момент количества движения лопаткам колеса-ловушки и затем выходит в атмосферу. Полученный колесом-ловушкой момент количества движения на валу 3 создает на нем опрокидывающий момент.

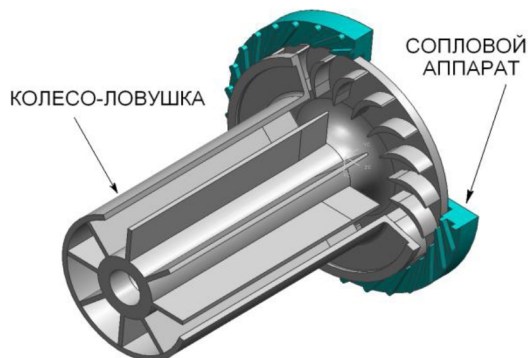


Рис. 2.3. Устройство колеса – ловушки

Вал 3 стремится повернуться в корпусе и воздействует коромыслом 13 на площадку тензометрического датчика силы 12. Перемещения коромысла при нажатии на датчик визуально не заметны, и малый поворот вала не изменяет взаимного положения лопаток СА и колеса-ловушки. Таким образом осуществляется измерение опрокидывающего момента на валу установки.

2.2. Параметры, измеряемые в ходе проведения эксперимента

Для построения характеристик сопловой решётки измеряются следующие параметры:

- полное избыточное давление на входе в СА $p_{0м}^*$, кПа;
- статическое давление на выходе из СА p_1 , кПа;
- объёмный расход воздуха через компрессор Q_B , л/мин;
- опрокидывающий момент на колесе-ловушке, равный моменту количества движения потока на выходе из СА, $M_{оп}$, Н·м;
- атмосферное давление p_H (кПа) и температура t_H (°С) в лабораторном помещении.

Измерения производятся посредством первичных преобразователей, которые преобразуют измеряемые параметры в электрические сигналы, обрабатываемые автоматизированной системой

управления стенда и отображаемые на мониторе в специальной программе (рис. 2.4). Расчет и построение характеристик ЛВ по экспериментальным данным могут быть осуществлены автоматически. Результаты, полученные в ходе эксперимента, выводятся на печать.



Рис.2.4. Внешний вид окна программы управления стендом и отображения результатов

*Полное избыточное давление на входе в СА $p^*_{0м}$* воспринимается чувствительным элементом 10 (рис. 2.1), преобразующим давление газа в электрический сигнал. Первичный преобразователь этого датчика 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 1 (рис. 2.4). При

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

$$p_0^* = p_{\text{ом}}^* + p_n, \text{кПа.} \quad (12)$$

Значение атмосферного давления p_n определяется по электронному или комнатному барометру и вводится перед началом эксперимента в поле 5 управляющей программы (рис. 2.4).

Для измерения *статического отрицательного давления на выходе из СА* p_1 (давления в радиальном зазоре между СА и колесом-ловушкой) в крышке 5 (см рис. 2.1) выполняется ряд отверстий на окружности зазора (рис. 2.5). Это сделано для того, чтобы получить осредненное значение параметра p_1 , поскольку давление с разных сторон выходной кромки лопатки СА может несколько отличаться. Воздух из всех зондов собирается в полость, в которой давление уже регистрируется единственным датчиком и выводится на индикатор 2 (рис. 2.4).

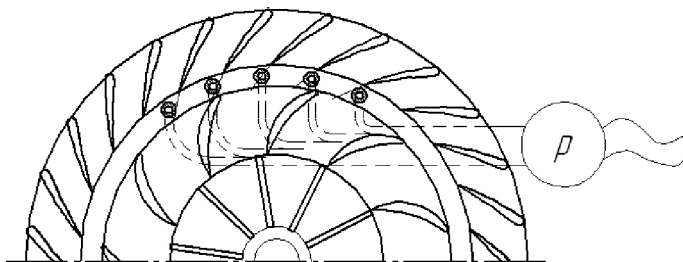


Рис. 2.5. Схема измерений давления на выходных кромках сопла

Объёмный расход воздуха через компрессор Q_V измеряется косвенно вихревым расходомером 9 (рис. 2.1). Он представляет собой помещенное в поток плохообтекаемое тело в виде усеченной трапецеидальной призмы. 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 3 (рис. 2.4) программы. Значение расхода отображается также на жидкокристаллическом экране, помещенном непосредственно на расходомере.

В протоколе испытаний выводится величина массового рассчитанного по формуле:

$$G_{\theta} = Q_{\theta} \cdot \rho_{\theta}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (13)$$

Для его определения необходимо определить плотность рабочего тела, подаваемого на вход в СА по формуле:

$$\rho_{\theta} = \frac{1000p_{\theta}}{RT_{\theta}}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (14)$$

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

p_{θ} – давление на входе в расходомер, кПа;

T_{θ} - температура потока на входе в расходомер, К.

Необходимую для этих вычислений температуру воздуха на входе в расходомер T_{θ} , принимают равной температуре газа, проходящего по трубопроводу из сети сжатого воздуха, которую, в свою очередь, принимают равной комнатной температуре в лаборатории $T_{\text{н}}$. Она измеряется комнатным термометром и вводится в поле 4 управляющей программы, перед началом эксперимента.

В протокол испытаний выводится уже рассчитанный массовый расход.

Опрокидывающий момент на колесе-ловушке $M_{\text{оп}}$ измеряется косвенно. С тензометрического датчика силы 12 (рис. 2.1) в автоматизированную систему приходит сигнал опрокидывающей силы $F_{\text{оп}}$. Система автоматически рассчитывает опрокидывающий момент по формуле

$$M_{\text{оп}} = F_{\text{оп}} \cdot l, \quad (15)$$

где l – плечо силы – расстояние от оси вала до места упора ко-
ромысла в датчик силы, и выводит его на индикатор уровня b
(рис. 2.4).

Таким образом, экспериментальный стенд позволяет опреде-
лить все параметры, достаточные для получения основных газо-
динамических характеристик решеток кольцевых решеток
 $\alpha_1 = f(\lambda_{C1s})$, $\varphi_{CA} = f(\lambda_{C1s})$ и $\mu_{CA} = f(\lambda_{C1s})$ по методике, изложен-
ной в разделе 4.

2.3. Порядок экспериментального исследования рабочего процесса кольцевой решетки СА ЦСМТ и определения ее характеристик

Перед началом работы студенты должны ознакомиться с при-
веденными выше методическими указаниями и выслушать объ-
яснения преподавателя, касающиеся особенностей проведения
лабораторного практикума. Перед началом работы на испыта-
тельном стенде студенты должны знать его устройство и прин-
цип действия, а также ход проведения эксперимента по снятию
характеристик СА.

Определение характеристик $\alpha_1 = f(\lambda_{C1s})$, $\varphi_{CA} = f(\lambda_{C1s})$ и
 $\mu_{CA} = f(\lambda_{C1s})$ испытываемой решётки СА рекомендуется прово-
дить в следующем порядке:

1. Убедиться по манометру в наличии сжатого воздуха в пнев-
мосети лаборатории с давлением не ниже 200 кПа (2
 кг/см^2).
2. Включить электропитание стенда, загрузить операционную
систему и управляющую программу на компьютере.
3. Определить атмосферное давление и температуру в
помещении по лабораторному барометру и термометру, за-
писать их показания в поля 4 и 5 соответственно (см. рис.
2.4).
4. Перед проведением эксперимента необходимо опреде-
литься с режимом *управления стендом*: «Автоматический»
или «Ручной». В *ручном режиме* экспериментатор имеет

возможность задавать давление на входе в сопловой аппарат и снимать экспериментальные точки самостоятельно. В *автоматическом режиме* по нажатию кнопки «Старт» устанавливается давление на уровне 200кПа , после чего автоматически снимается несколько точек характеристики с шагом 50кПа и эксперимент завершается. Рекомендуется сначала изучить ручной режим, а затем переходить к автоматическому.

5. В поле 9 (рис. 2.4) следует задать исходное давление перед решеткой. Рекомендованное значение давления — около $p_0^* = 200\text{кПа}$.
6. Используя кнопки «▲» и «▼» в поле ввода шага по давлению δ следует задать желаемое значение.
7. Начать эксперимент, нажав кнопку «СТАРТ». При этом срабатывает кран-регулятор δ (см. рис. 2.1), выставляя заданное значение давления воздуха на входе в СА. Значения всех изменяемых параметров потока будут сохранены в таблице 7 (рис. 2.4).
8. Установить новое значение давления, используя кнопки «▲» и «▼» и поле ввода шага по давлению δ и нажать кнопку СТАРТ для записи следующей точки. При этом система сразу изменит давление на регуляторе δ (рис. 2.1) и установка выйдет на новое значение давления перед СА. В таблице 7 сохраняются значения всех индикаторов.
9. Снять необходимое количество точек, повторяя пункт 7. Рекомендуется снимать характеристику, начиная с давления $p_0^* = 200\text{кПа}$ и понижать его с шагом $\Delta p^* = 20\text{кПа}$.
10. Данные, полученные в ходе работы, необходимо оформить в виде протокола. Для этого в разделе «Отчет» (рис. 2.4) выбрать место, куда будет выведен отчет: файл или принтер, нажать кнопку «ОТЧЕТ» и распечатать нужное количество экземпляров протокола испытаний.
11. По окончании эксперимента следует прекратить подачу воздуха. Для этого нажать на кнопку «СБРОС», снизив

давление до минимального предела и нажать кнопку «СТАРТ» для срабатывания крана-регулятора на закрытие. Нажатие кнопки «СБРОС» дважды очищает таблицу результатов 7 для повторных экспериментов.

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

Получив протокол-бланк, студенты обрабатывают результаты эксперимента, рассчитывают и строят необходимые графики. Форма отчета по лабораторной работе приведена в приложении 1.

3. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ И ОТЧЕТА

Целью лабораторной работы является теоретическое и практическое изучение рабочего процесса и протекания характеристик кольцевых решеток ЦСМТ, а также ознакомление с современными методами экспериментального исследования течения в решетках турбин.

В ходе выполнения лабораторных работ студенту необходимо решить следующие *задачи*:

- изучить современные автоматизированные методы экспериментального исследования рабочего процесса и определения характеристик кольцевых решеток ЦСМТ, конструкцию стенда и оборудование, применяемое в лабораторной работе;
- изучить методику обработки результатов эксперимента, научиться находить основные параметры потока в лопаточном венце ЦСМТ;
- изучить и проверить на практике основные закономерности рабочего процесса в лопаточном венце ЦСМТ;
- экспериментально определить зависимости $\alpha_1 = f(\lambda_{c1s})$, $\varphi_{CA} = f(\lambda_{c1s})$ и $\mu_{CA} = f(\lambda_{c1s})$ для кольцевой решетки СА ЦСМТ;
- дать физическое объяснение полученным результатам.

Ход выполнения работ строится таким образом, чтобы максимально стимулировать и поощрять самостоятельную работу студента.

Выполнение лабораторных работ начинается с изучения студентами устройства стенда с помощью описания, приведенного в данном пособии. На это отводится 10...15 минут учебного времени. В течение этой части занятия студенты могут задавать любые вопросы относительно устройства стенда, турбинного лопаточного венца и его характеристик. По истечении отведенного времени преподаватель, ведущий занятие, проводит выборочный опрос, выясняя, насколько усвоен учебный материал. После этого студенты допускаются к выполнению эксперимента.

Все студенты разбиваются на 2..3 группы. Каждая из них самостоятельно, под присмотром лаборанта или преподавателя, по инструкции, приведенной в разделе 2.3, проводит эксперимент при разном исходном давлении p_0^* и шагом между экспериментальными точками Δp_0^* . Полученные результаты заносятся в бланк отчета по лабораторной работе. Туда же заносятся атмосферные условия в момент проведения работы (t_H и p_H).

В ходе выполнения **лабораторной работы** студенты обрабатывают результаты проведенного ими эксперимента по методике разделе 4, и заносят результаты расчета в бланк отчета. Пример оформления бланка отчета представлен в Приложении 1. 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 графики зависимостей $\alpha_1 = f(\lambda_{c1s})$, $\varphi_{сА} = f(\lambda_{c1s})$ и $\mu_{сА} = f(\lambda_{c1s})$.

При выполнении лабораторной работы преподаватель оценивает студента по пятибалльной системе. Оценка получается суммированием следующих составляющих:

- качество выполнения эксперимента, обработки данных и оформления отчета – максимуму 2 балла;

- письменные ответы на три контрольных вопроса, указанных преподавателем, из числа приведенных в главе 5 – максимум 1 балл за один вопрос.

Из трех задаваемых вопросов один касается экспериментального оборудования и хода исследования. Остальные два вопроса посвящены теоретическим основам рабочего процесса в лопаточном венце турбины.

Кроме этого студент может получить дополнительные баллы за активную работу в ходе занятия (0,5 балла) и письменное решение дополнительного задания повышенной сложности (максимум 1 балл). При подготовке ответов на контрольные вопросы следует пользоваться теоретическим материалом, изложенным в лекциях и литературе из списка использованных источников

4. МЕТОДИКА ОБРАБОТКИ ДАННЫХ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

На основании полученных при выполнении эксперимента результатов проводится расчет основных параметров ЛВ турбины. Рекомендуемая форма отчета о проведенном эксперименте приведена в Приложении 1.

Учитывая учебный характер эксперимента, для упрощения обработки полученных результатов в приводимой ниже методике принимается ряд допущений. В частности не учитываются потери в подводящих каналах и колесе-ловушке. Параметры потока считаются постоянными по сечению, утечки и втекания рабочего тела в проточной части не учитываются. Теплоемкость воздуха считается постоянной.

Все формулы в представленном методическом пособии записаны с учетом размерностей получаемых величин, поэтому никаких дополнительных переводов из одной системы измерения в другую не требуется.

Обработка результатов эксперимента ведется в следующей последовательности:

1. Абсолютное полное давление на входе в СА определяется по результатам замеров с учетом атмосферного давления:

$$P_0^* = P_{0m}^* + P_H, \text{ кПа,}$$

где P_H - атмосферное давление, кПа.

P_{0m}^* - избыточное давление на входе в СА, измеряемое преобразователем давления 10 (рис. 2.1).

2. Окружная составляющая осредненной скорости потока на входе в колесо-ловушку равно:

$$c_{1u} = \frac{2M_{оп}}{G_B D_1}, \frac{м}{с},$$

где $D_1 = 4,95 \cdot 10^{-2} м$;

G_B - массовый расход рабочего тела через решетку СА, определенный в ходе эксперимента.

3. Угол потока на входе в колесо-ловушку при заданной геометрии исследуемого СА и использовании в качестве рабочего тела воздуха определяется по следующей формуле:

$$\alpha_1 = \arctg \left\{ \frac{p_1}{M_{оп}} \left[\sqrt{1,814 \cdot 10^{-4} + 1,23 T_0^* \left(\frac{G_B}{p_1} \right)^2 - \left(\frac{M_{оп}}{p_1} \right)^2} - 1,347 \cdot 10^{-2} \right] \right\}, \text{град},$$

где T_0^* - температура воздуха на входе в СА, принимается равной температуре воздуха в лаборатории T_H .

4. Средняя скорость на входе в колесо-ловушку равна:

$$c_1 = \frac{c_{1u}}{\cos \alpha_1}, \frac{м}{с}.$$

5. Изэнтропическая скорость потока равна:

$$c_{1s} = 44,8 \sqrt{T_0^* \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}, \frac{м}{с},$$

где $k=1,4$ - показатель изэнтропы для воздуха;

6. Коэффициент скорости исследуемого СА находится следующим образом:

$$\varphi_{СА} = \frac{c_1}{c_{1s}}.$$

7. Критическая скорость потока равна:

$$a_{кр} = 18,32 \sqrt{T_0^*}, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

8. Приведенная изоэнтروпическая скорость потока на выходе из СА находится по формуле:

$$\lambda_{c1s} = \frac{c_{1s}}{a_{кр}}.$$

9. Теоретический расход рабочего тела через СА при известной его геометрии находится по формуле:

$$G_{BS} = 1,275 \cdot 10^{-3} \frac{p_0^*}{\sqrt{T_0^*}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

10. Коэффициент расхода исследуемого СА находится следующим образом:

$$\mu_{CA} = \frac{G_B}{G_{BS}}.$$

По полученным результатам строятся зависимости $\alpha_1 = f(\lambda_{c1s})$, $\varphi_{CA} = f(\lambda_{c1s})$ и $\mu_{CA} = f(\lambda_{c1s})$. 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 Приложении 1.

5. КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ ДЛЯ ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ

5.1. Вопросы по особенностям экспериментального исследования рабочего процесса в ЦСМТ

1. Объясните принцип действия преобразователя давления.
2. Объясните принцип действия расходомера.
3. Почему для измерения давления за решеткой СА в эксперименте применяется вакуумметр?
4. Объясните принцип измерения крутящего момента на колесе ловушке?
5. Каким образом в эксперименте определяется массовый расход воздуха через решетку G_e ?
6. Для чего нужно колесо – ловушка? Какие конструктивные особенности оно имеет в связи с этим?
7. Назовите основные недостатки и сложности экспериментального изучения рабочего процесса в лопаточном венце турбины авиационного ГТД.
8. Назовите основные недостатки и сложности экспериментального изучения рабочего процесса в лопаточном венце ЦСМТ.
9. Каким образом в эксперименте определяется коэффициент расхода μ_{CA} ? Какие измерения для этого нужно провести?
10. Каким образом в эксперименте определяется коэффициент скорости φ_{CA} ? Какие измерения для этого нужно провести?
11. Каким образом в эксперименте определяется угол выхода потока из решетки СА α_1 ? Какие измерения для этого нужно провести?

5.2. Вопросы по рабочему процессу в лопаточном венце турбины

1. Для чего необходимо исследование рабочего процесса в лопаточных венцах турбины?
2. Перечислите основные виды потерь, имеющие место в лопаточном венце турбины.
3. Поясните физический смысл потерь на трение в пограничном слое.
4. Поясните физический смысл потерь на отрыв потока.
5. Поясните физический смысл кромочных потерь.
6. Поясните физический смысл волновых потерь.
7. Поясните физический смысл концевых потерь.
8. Поясните физический смысл вторичных потерь.
9. С помощью каких параметров оцениваются потери в решетках СА и РК?
10. Покажите, как связаны между собой коэффициент потерь и коэффициент скорости.
11. Какие виды потерь входят в состав профильных и концевых?
12. Какие факторы оказывает основное влияние на поведение зависимости $\varphi_{CA} = f(C_{1s})$?
13. Как и почему влияет режим работы решетки СА на величину угла выхода потока α_1 ?
14. Что вызывают окружная и осевая проекции силы P в лопатки СА?
15. Что обуславливает окружная и осевая составляющие силы P лопатки РК турбины?
16. Почему реальный расход через лопаточный венец турбины меньше идеального?
17. Почему реальная скорость истечения газа на выходе из лопаточного венца турбины меньше идеальной?
18. Какие параметры потока необходимо определить для того, чтобы найти значение силы, действующей на лопатки?

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. *Белоусов, А.Н.* Теория и расчет авиационных лопаточных машин [текст]/ *А.Н. Белоусов, Н.Ф. Мусаткин Н.Ф., В.М. Радько* - Самара: ФГУП “Издательство Самарский дом печати”, 2003. – 336 с.
2. *Холщевников, К.В.* Теория и расчет авиационных лопаточных машин [текст]/ *К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин*. – М.: Машиностроение, 1986. – 432с.
3. *Батурич, О.В.* Экспериментальное определение характеристик малоразмерных лопаточных машин [текст]: Учебное пособие/*О.В. Батурич, И.Б. Дмитриева, А.В. Лапшин, В.Н. Матвеев*. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та,, 2006, 129 с.: ил.

Приложение 1

ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ

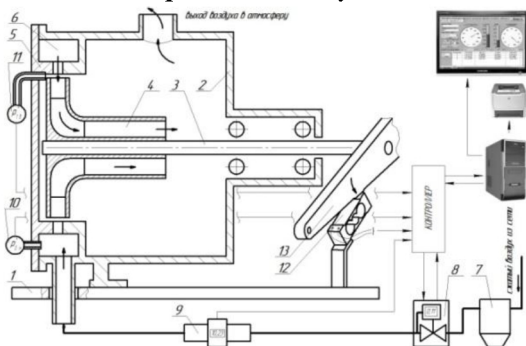
ХАРАКТЕРИСТИКА КОЛЬЦЕВЫХ СОПЛОВЫХ РЕШЕТОК

Студент _____

Группа _____

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

Схема экспериментальной установки



Атмосферные условия

$p_{\text{атм}}$, кПа	102,30	$T_{\text{атм}}$, К	296
------------------------	--------	----------------------	-----

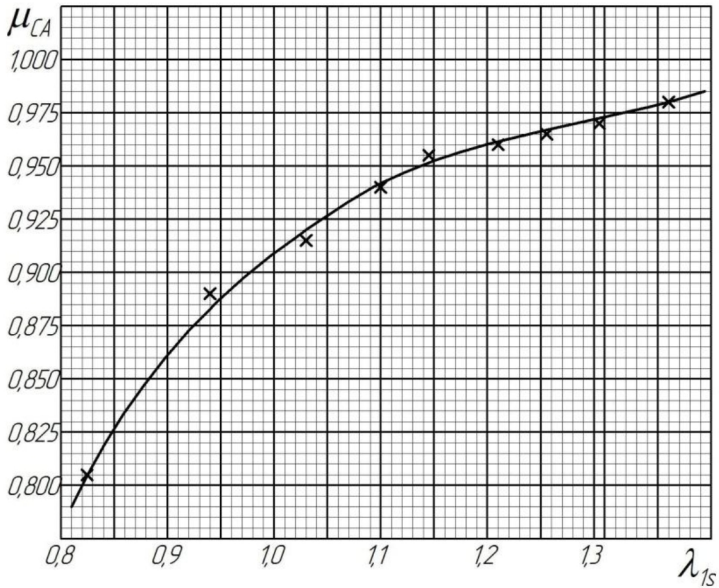
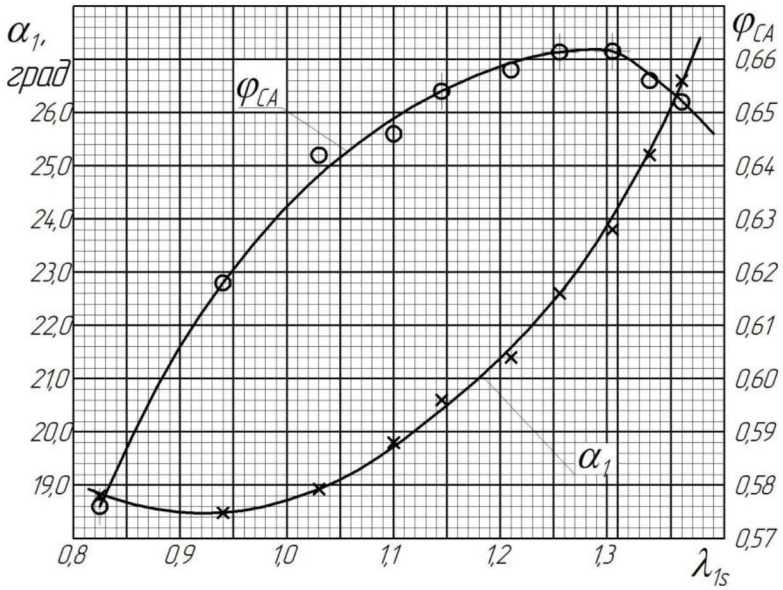
Результаты измерений

Номер режима	$P^*_{0м}$, кПа	$G_{0г}$, кг/сек	$M_{0п}$, Н·м	p_1 , кПа
1	221,95	0,0235	0,1452	88,694
2	202,55	0,0220	0,1355	89,369
3	182,34	0,0205	0,1251	90,097
4	163,04	0,0190	0,1135	90,853
5	143,56	0,0175	0,1011	91,880
6	122,97	0,0160	0,0881	92,967
7	104,12	0,0144	0,0752	93,884
8	85,359	0,0127	0,0618	94,989
9	66,157	0,0110	0,0474	96,175
10	46,202	0,009	0,0315	97,506

Результаты обработки проведенных экспериментов

	P_0 , кПа	P_1 , кПа	c_{1w} м/с	α_1 , град	c_1 , м/с	c_{1s} , м/с	φ_{CA}	G_{exp} м/с	λ_{C1s}	G_{BS} , кг/с	μ_{CA}
1	324,25	88,694	249,65	26,69	279,390	428,82	0,652	315,19	1,361	0,02402	0,97796
2	304,85	89,369	248,85	25,21	275,011	419,15	0,656	315,19	1,330	0,02259	0,97380
3	284,64	90,097	246,56	23,82	269,497	407,94	0,661	315,19	1,294	0,02109	0,97183
4	265,34	90,853	241,36	22,67	261,547	395,86	0,661	315,19	1,256	0,01966	0,96624
5	245,86	91,88	233,42	21,66	251,133	381,62	0,658	315,19	1,211	0,01822	0,96047
6	225,27	92,967	222,47	20,84	238,038	364,33	0,653	315,19	1,156	0,01669	0,95841
7	206,42	93,884	211,00	19,88	224,356	346,04	0,648	315,19	1,098	0,01529	0,94134
8	187,65	94,989	196,61	18,89	207,792	324,07	0,641	315,19	1,028	0,01390	0,91320
9	168,45	96,175	174,10	18,54	183,629	296,50	0,619	315,19	0,941	0,01248	0,88112
10	148,50	97,506	141,41	18,70	149,289	259,39	0,576	315,19	0,823	0,01100	0,81779

Графические зависимости



Контрольный вопрос №1:

Место для ответа

Контрольный вопрос №2:

Место для ответа

Контрольный вопрос №3:

Место для ответа