

УДК 621.438

Теория и расчет течения в системе подвода воздуха к рабочей лопатке турбины

Р.А. Диденко¹, Ш.А. Пиралишвили², К.А. Виноградов¹

¹ ПАО «ОДК-Сатурн», г. Рыбинск, 152903, Россия

² Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьева, г. Рыбинск, 152934, Россия

e-mail: roman.didenko@uec-saturn.ru; piral@list.ru; kirill.vinogradov@uec-saturn.ru

DOI: 10.34759/tpt-2020-12-7-314-324

Поступила в редакцию 11.06.2020

После доработки 15.07.2020

Принята к публикации 15.07.2020

Цель работы – формулировка теоретических основ анализа течения в системе подвода воздуха к рабочей лопатке ТВД, основными элементами которой являются: аппарат закрутки, камера смещения, вращающиеся отверстия, полость вращающегося радиального диффузора. Подробно рассмотрено место и назначение каждого элемента системы подвода. Для анализа характеристик потока используются: коэффициент расхода, коэффициент скорости, температура и давление потока в относительной системе координат, адиабатная эффективность, понятия свободного и вынужденного вихря, критерии подобия течения, коэффициент момента сопротивления вращению. Представлены подробные рекомендации для вычисления коэффициентов скорости и расхода аппарата закрутки и отверстий во вращающемся покрывном диске, зависимости реальной закрутки в камере смещения от изоэнтропной, сравнение реального и идеального снижения температуры в камере смещения, расчет адиабатной эффективности.

Ключевые слова: система подвода охлаждающего воздуха, аппарат закрутки, камера смещения, отверстия во вращающемся покрывном диске, полость вращающегося радиального диффузора, относительная система координат.

Введение

Конструкция большинства газотурбинных двигателей такова, что однажды выбранную систему подвода воздуха к рабочей лопатке турбины крайне затруднительно менять при доводке двигателя. Поэтому конструктору необходимо обладать надежным методом расчета и улучшения характеристик подобных систем.

Исторически способ проектирования систем подвода включал в себя экспериментальные исследования на базе имеющегося опыта. Большинство мировых лидеров по разработке и производству ГТД выработали свои собственные подходы и типовые конструкции, которые со временем доказали свою работоспособность и надежность. Существенные изменения дан-

ных конструкций сопряжены с большим риском. Поэтому необходимо предварительное расчетное обоснование предполагаемых изменений. Сейчас место экспериментальной отработки занял расчетный анализ с использованием методов численного моделирования.

Актуальная стратегия исследования характеристик потока охлаждающего воздуха в системе подвода заключается в тесном взаимодействии аналитических моделей и численного моделирования, что в итоге обеспечивает успешное проведение испытаний.

Аналитические модели течения в элементах системы подвода раскрывают физику протекающих процессов, позволяют выбрать показатели эффективности и критерии оптимизации. По результатам эксперимента проводится вали-

дация аналитических моделей и численного моделирования [1].

Эффективная система подвода воздуха к рабочей лопатке турбины высокого давления (РЛ ТВД) (рис. 1) позволяет обеспечить ее работоспособность и ресурс.

На характеристики системы подвода воздуха к рабочей лопатке ТВД с предварительной закруткой оказывают влияние следующие факторы:

- расходные характеристики аппарата закрутки 5 и вращающихся отверстий 12;
- характеристики камеры смешения 7, где встречаются закрученный поток из аппарата закрутки 6 с затекающим воздухом из разгрузочной полости 11 и газом из полости осевого зазора 10;
- структура течения во вращающемся радиальном диффузоре 8;
- потери мощности турбины на прокачку охлаждающего воздуха;
- источник отбора охлаждающего воздуха.

Работа выполнена с целью формулировки теоретических основ для поэлементного анализа течения в системе подвода воздуха к рабочей лопатке ТВД, основными элементами которой являются: аппарат закрутки 5, камера смешения 7, вращающиеся отверстия 12, полость вращающегося радиального диффузора 8, каналы перехода потока из полости диффузора к лопатке.

1. Аппарат закрутки

Эффективность работы аппарата закрутки является ключевым вопросом в обеспечении суммарной эффективности системы подвода. В аппарате закрутки воздух расширяется и, как следствие, разгоняется в направлении вращения диска турбины (рис. 2). Параметры потока перед аппаратом закрутки 6 (см. рис. 1) обозначены индексом «0», за аппаратом закрутки в камере смешения 7 – индексом «1», а за вращающимися отверстиями – индексом «2».

Отношение скорости потока за аппаратом закрутки v_1 к скорости вращения диска на данном радиусе $\omega \cdot r_1$ принято называть начальной закруткой потока β_1 :

$$\beta_1 = v_1 / (\omega \cdot r_1), \quad (1)$$

где v_1 – окружная скорость потока в абсолютной системе координат на выходе из аппарата закрутки; r_1 – радиус его расположения.

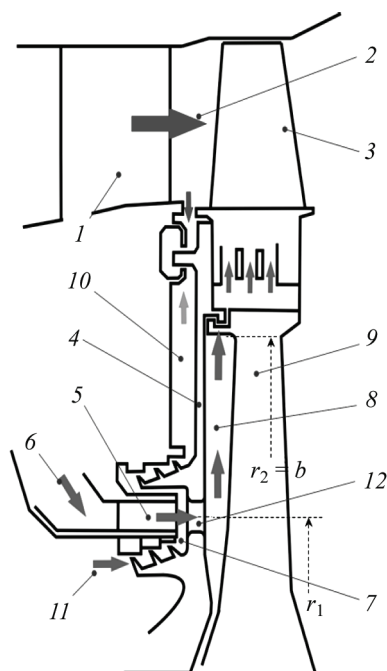


Рис. 1. Схема поперечного сечения системы подвода охлаждающего воздуха к рабочей лопатке ТВД: 1 – сопловые лопатки турбины; 2 – поток газа; 3 – рабочие лопатки; 4 – покрывной диск; 5 – аппарат закрутки; 6 – поток охлаждающего воздуха; 7 – камера смешения; 8 – диффузор между двумя вращающимися дисками; 9 – диск турбины; 10 – полость осевого зазора; 11 – разгрузочная полость; 12 – отверстия в покрывном диске (вращающиеся отверстия)

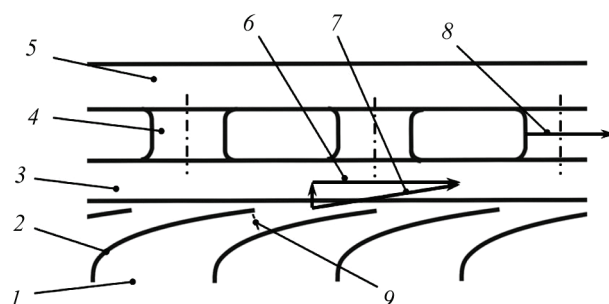


Рис. 2. Вид на сечение системы, показанной на рис. 1, на радиусе r_1 : 1 – вход в аппарат закрутки; 2 – лопатки аппарата закрутки; 3 – камера смешения за аппаратом закрутки; 4 – вращающиеся отверстия в покрывном диске; 5 – вращающийся диффузор; 6 – окружная компонента v_1 скорости истечения c_1 ; 7 – скорость истечения c_1 из аппарата закрутки; 8 – окружная скорость вращения $\omega \cdot r_1$ покрывного диска с отверстиями; 9 – горло аппарата закрутки

Температура T_{1rel}^* и давление P_{1rel}^* при переходе к рассмотрению параметров из абсолютной в относительную систему координат снижаются:

$$T_{1rel}^* = T_1^* - \frac{\omega^2 r_1^2}{2C_p} (2\beta_1 - 1), \quad (2)$$

$$P_{1rel}^* = P_1^* \left(\frac{T_{1rel}^*}{T_1^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (3)$$

где индекс «rel» соответствует параметрам среды в относительной (от англ. relative) системе координат; индекс «1» соответствует сечению осреднения параметров на выходе из аппарата закрутки (см. рис. 2, поз. 3); C_p – удельная изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К); символ «*» соответствует параметрам торможения потока.

Считается, что если $\beta_1 > 1.0$, то поток «перекрученный» и на вращающийся диск действует со стороны потока разгоняющий момент; если $\beta_1 < 1.0$, то поток «недокрученный». Площадь горла аппарата закрутки определяет уровень статического давления за ним, направление перетекания воздуха через лабиринтные уплотнения, структуру потока и, следовательно, предопределяет тепловую эффективность камеры смешения. Для описания неидеальности истечения из аппарата закрутки часто, как например в [2–4], используется коэффициент расхода C_d :

$$C_d = \dot{m} / \dot{m}_{is}, \quad (4)$$

где \dot{m} – реальный массовый расход через аппарат закрутки, кг/с; \dot{m}_{is} – идеальный массовый расход, кг/с.

Для докритического перепада на аппарате закрутки $\frac{p_0^*}{p_1} \leq \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ идеальный расход \dot{m}_{is} рассчитывается по формуле:

$$\dot{m}_{is} = \frac{p_0^* A}{\sqrt{RT_0^*}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_1}{p_0^*} \right)^{(k+1)/k} \right]}, \quad (5)$$

а для сверхкритического $\frac{p_0^*}{p_1} \geq \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ по формуле:

$$\dot{m}_{is} = \frac{p_0^* A \sqrt{k}}{\sqrt{RT_0^*}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}, \quad (6)$$

где A – площадь горла аппарата закрутки; индекс «0» соответствует сечению осреднения параметров на входе в него (см. рис. 2, поз. 1).

Вывод зависимостей (5) и (6) осуществляется с учетом допущения, что изобарная теплоемкость не зависит от температуры $C_p = (k/(k-1)) \cdot R$, что приводит к погрешности определения расхода ~3%.

Вместо зависимостей (5) и (6) для вычисления изоэнтропного расхода \dot{m}_{is} предлагается использовать формулы:

– для докритического перепада:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{is} &= \rho_{1is} \cdot c_{1ais} \cdot A_{1a} = \frac{p_0^*}{\pi_{A3} RT_{1is}} c_{1ais} A_{1a} = \\ &= \frac{p_0^* \pi_{A3}^{\frac{k-1}{k}}}{\pi_{A3} RT_0^*} c_{1ais} A_{1a} = \frac{p_0^*}{\pi_{A3}^{1/k} RT_0^*} c_{1ais} A_{1a}, \end{aligned} \quad (7)$$

– для сверхкритического перепада на аппарате закрутки:

$$\dot{m}_{is} = \frac{p_0^*}{\left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k-1}{k-1}} RT_0^*} c_{1ais} A_{1a}. \quad (8)$$

Обозначение и расположение сечений осреднения параметров при течении потока через аппарат закрутки следующее: 0 – сечение перед аппаратом закрутки (см. рис. 2, поз. 1); 1a – сечение горла аппарата закрутки (см. рис. 2, поз. 9); 1 – сечение в камере смешения за аппаратом закрутки (см. рис. 2, поз. 3).

Довольно часто, как например в [3], для описания неидеальности истечения из аппарата закрутки используется коэффициент скорости:

$$\eta_N = \frac{c_{1a}}{c_{1ais}} = \sqrt{\frac{T_0^* - T_{1a}}{T_0^* - T_{1ais}}}, \quad (9)$$

где c_{1a} – политропная скорость течения потока в горле аппарата закрутки, м/с; c_{1ais} – изоэнтропная скорость течения потока в горле аппарата закрутки, м/с. Отмеченные скорости определяются соответствующими статическими температурами T_{1a} и T_{1ais} . Температура T_{1a} находится из уравнения неразрывности:

$$\frac{1}{\pi_{A3}} \frac{T_0^*}{T_{1a}} \sqrt{1 - \frac{T_{1a}}{T_0^*}} = \frac{\dot{m}}{A_{1a} \frac{p_0^*}{RT_0^*} \sqrt{2C_p T_0^*}}, \quad (10)$$

где C_p – удельная изобарная теплоемкость, получаемая по полиномиальной зависимости от температуры T_0^* :

$$C_p = R \cdot (a_1 + a_2 T_0^* + a_3 T_0^{*2} + a_4 T_0^{*3} + a_5 T_0^{*4});$$

$\pi_{A3} = \frac{p_0^*}{p_1} = \frac{p_0^*}{p_{1a}}$ – перепад давления на аппарате закрутки для докритического перепада,

$\pi_{A3} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}$ – перепад давления на аппарате

закрутки для сверхкритического перепада; p_1 – среднее статическое давление по ширине полости смещения на среднем радиусе аппарата закрутки. Это позволяет учитывать влияние вращающегося диска, если оно существует; \dot{m} – реальный политропный (измеренный или полученный методом CFD) расход воздуха; A_{1a} – площадь горла аппарата закрутки.

Политропная скорость истечения c_{1a} определяется из условия адиабатности процесса $T_1^* = T_0^*$:

$$c_{1a} = \frac{\dot{m}}{\rho_{1a} \cdot A_{1a}} = \sqrt{2C_p(T_1^* - T_{1a})}. \quad (11)$$

Величина $T_{1a\text{is}}$ может быть рассчитана при известном перепаде давления по формуле:

$$T_{1a\text{is}} = T_1^* \left(\pi(\lambda_{1a\text{is}}) \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (12)$$

Учитывая, что для изоэнтропного $p_0^* = p_1^* = p_{1a}^*$, адиабатного процесса $T_1^* = T_{1a}^* = T_0^*$, то имеем для докритического перепада

$\pi(\lambda_{1a\text{is}}) = \frac{1}{\pi_{A3}} = \frac{p_1}{p_0^*} = \frac{p_{1a}}{p_0^*}$, а для сверхкритического перепада $\pi_{A3} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}$. Следовательно,

выражение (12) можно переписать в следующем виде:

$$T_{1a\text{is}} = T_0^* \left(\frac{1}{\pi_{A3}} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (13)$$

Формулу (14) для определения изоэнтропной скорости истечения использовать не рекомендуется,

$$c_{1a\text{is}} = a_{\text{кр}} \cdot \lambda = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*} \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{A3}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (14)$$

так как она получена при условии $C_p = \frac{k}{k-1} R$, что для рассматриваемого уровня температуры дает значительную погрешность.

Для определения изоэнтропной скорости истечения удобно пользоваться выражением:

$$c_{1a\text{is}} = \sqrt{2C_p(T_1^* - T_{1a\text{is}})} = \sqrt{2C_p T_0^* \left(1 - \left(p_1/p_0^* \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}. \quad (15)$$

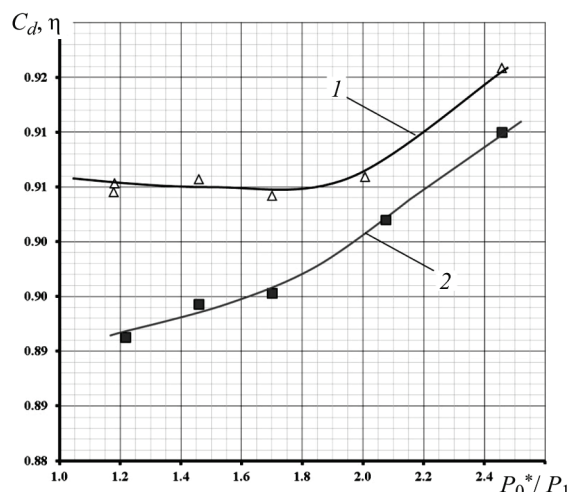


Рис. 3. Зависимость коэффициента скорости η (1) и коэффициента расхода C_d (2) для $\bar{r}_{A3} = 0.66$ от перепада давления на аппарате закрутки (результаты получены на основе численного эксперимента на валидированной модели [1])

Таким образом, если разница температуры T_1 и T_{1is} в исследуемой геометрии значительная, то, учитывая известное соотношение:

$$\frac{\eta}{C_d} = \frac{T_1}{T_{1is}}, \quad (16)$$

для оценки характеристик необходимо пользоваться коэффициентом расхода C_d вместо коэффициента скорости η . Проверкой правильности выбранного подхода к моделированию и осреднению параметров будет расчет коэффициентов скорости η и расхода C_d аппарата закрутки. В силу известных причин коэффициент скорости η всегда должен быть больше коэффициента расхода C_d (рис. 3).

Коэффициент расхода C_d удобно использовать при валидации численной модели, в то время как коэффициент скорости целесообразно использовать для анализа эффективности системы аппарат закрутки–камера смешения*.

2. Камера смешения

Процессы, протекающие в камере смешения, расположенной после аппарата закрутки, должны быть отдельным элементом анализа. По значению камера смешения не менее важна, чем аппарат закрутки или вращающиеся отверстия. Поток в ней имеет высокую степень анизотро-

* Если при обработке результатов CFD моделирования сечениями осреднения являются сечения за аппаратом закрутки, а не в горле, то при определении реальной скорости истечения погрешность составит не менее 1–2%.

пии вследствие влияния дискретности конструкции аппарата закрутки, вращающихся отверстий, затекания воздуха или горячего газа из смежных полостей. Понимание особенностей рабочего процесса в камере смешения в итоге позволяет должным образом проанализировать течение и эффективность процесса перетекания воздуха через вращающиеся отверстия.

Рассматривая рабочий процесс в камере смешения (см. рис. 2, поз. 3), необходимо перейти к использованию параметров в относительной системе координат:

$$\frac{T_{1rel}^*}{T_1^*} = 1 + \frac{\omega^2 r_1^2 - 2\omega r_1 v_1}{2C_p T_1^*}, \quad (17)$$

$$\frac{p_{1rel}^*}{p_1^*} = \left(1 + \frac{\omega^2 r_1^2 - 2\omega r_1 v_1}{2C_p T_1^*} \right)^{k/(k-1)}. \quad (18)$$

Для оценки качества рабочего процесса следует ввести понятие тепловой эффективности камеры смешения: $Q_{\Delta T} = 1 - \Delta T / \Delta T_{is}$, где $\Delta T = T_1^* - T_{1rel}^*$ есть разница температуры в абсолютном и относительном движениях. Взаимодействие потока с роторными и статорными элементами, потери от расширения и смешения в камере определяют неизоэнтропность процесса. Запишем выражения для реальной и идеальной тепловой эффективности:

$$\Delta T = \frac{\omega^2 r_1^2}{2C_p} (2\beta_1 - 1), \quad (19)$$

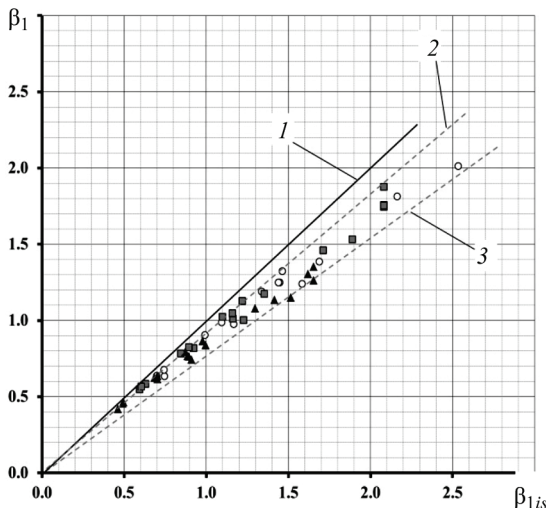


Рис. 4. Зависимость реальной закрутки β_1 в камере смешения от изоэнтропной β_{1is} для различных радиусов расположения аппарата закрутки: круг – $\bar{r}_{A3} = 0.5$, квадрат – $\bar{r}_{A3} = 0.66$, треугольник – $\bar{r}_{A3} = 0.83$. 1 – $\beta_1 = \beta_{1is}$, 2 – $\beta_1 = 0.92\beta_{1is}$, 3 – $\beta_1 = 0.75\beta_{1is}$

$$\Delta T_{is} = \frac{\omega^2 r_1^2}{2C_p} (2\beta_{1is} - 1). \quad (20)$$

Обычно в системах подвода не удастся избежать утечек или затекания воздуха через лабиринтные уплотнения смежных полостей. В рассматриваемом случае – это разгрузочная полость (см. рис. 1, поз. 11) и полость осевого зазора (см. рис. 1, поз. 10). В данном случае для предварительной оценки тепловой эффективности можно воспользоваться выражением, приведенным в [5]:

$$\Delta T = \frac{\omega^2 r_1^2}{2C_p} (2\beta_{1is}\varphi - 1), \quad (21)$$

где $\varphi = \frac{m_6}{m_{11} + m_6}$ – отношение расхода, затекающего в камеру смешения из аппарата закрутки, ко всему затекающему в камеру смешения расходу.

Из выше сказанного следует, что для анализа эффективности камеры смешения удобно использовать идеальную изоэнтропную скорость истечения или идеальную закрутку потока β_{1is} и относительно нее проводить анализ.

На практике при выборе конструктивного облика важно понимать, какая реальная закрутка потока реализуется на выходе из аппарата закрутки. По соотношению реальной и идеальной закрутки удобно оценивать аэродинамическую эффективность системы аппарат закрутки – камера смешения. Сравнение расчетной (реальной) и изоэнтропной (идеальной) закрутки в камере смешения представлено на рис. 4. Снижение реальной закрутки относительно идеальной лежит в диапазоне от 8 до 25%. Такой разброс в значениях реальной закрутки объясняется потерями, связанными с затеканием воздуха из смежных полостей. Воспользовавшись понятием относительного затекающего расхода $\bar{G} = G_{A3} / G_X$, построим зависимость $\beta_1 / \beta_{1is} = f(\bar{G})$ для $\beta_1 > 0.75$ (так как меньшие значения β_1 находятся вне актуального диапазона проектирования).

Рассмотрим влияние утечек и затекания воздуха в камеру смешения для различных радиусов расположения аппарата закрутки (рис. 5). Из рис. 5 видно, что для «нижнего» расположения аппарата закрутки $\bar{r}_{A3} = 0.5$ затекание в объеме 10% снижает реальную закрутку β_1 на 23% относительно идеальной β_{1is} .

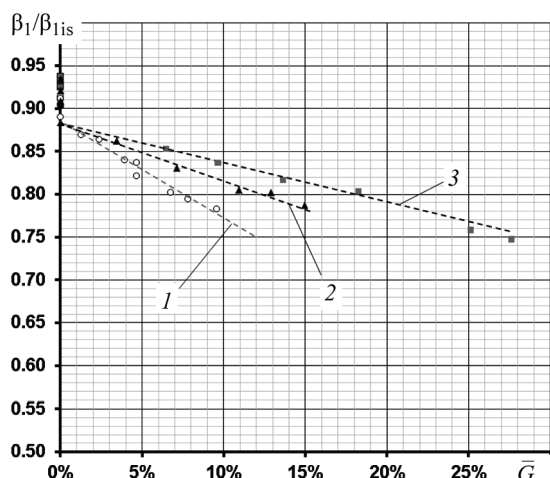


Рис. 5. Влияние затекания воздуха в камеру смешения из смежных полостей на отношение реальной к изэнтропной закрутке β_1/β_{1is} для различных радиусов расположения аппарата закрутки: 1 – круг – $\bar{r}_{A3} = 0.5$; 2 – треугольник – $\bar{r}_{A3} = 0.66$; 3 – квадрат – $\bar{r}_{A3} = 0.83$

Из рис. 5 становится очевидным, что при проектировании систем подвода необходимо исключить любое затекание в камеру смешения из смежных полостей, тем самым соотношение β_1/β_{1is} будет максимальным и находиться в диапазоне $0.9 < \beta_1/\beta_{1is} < 0.95$. Этот факт очевиден, но количественная оценка его была до этого не известна.

Сравнение снижения температуры в камере смешения ΔT для систем с отверстиями и с кольцевой щелью представлено на рис. 6. Идеальное снижение температуры ΔT_{is} получим из выражения (20) путем перегруппировки.

По результатам численного моделирования [1] удалось построить аппроксимационную зависимость реального снижения температуры ΔT как функции идеальной закрутки в камере смешения b_{1is} для трех различных радиусов расположения аппарата закрутки. «Выпадающие» из аппроксимационной зависимости точки отображают режимы затекания горячего газа из осевого зазора в камеру смешения. Данные режимы недопустимы, так как увеличивается температура в камере смешения, а ΔT снижается. Здесь на первый план выходит вопрос организации рабочего процесса в камере смешения. В идеале из нее все должно только вытекать, чтобы не создавать паразитного смешения потоков.

Из рис. 6 видно, что при прочих равных условиях системы с отверстиями больше в среднем на $2-10^\circ\text{C}$ (в зависимости от величины

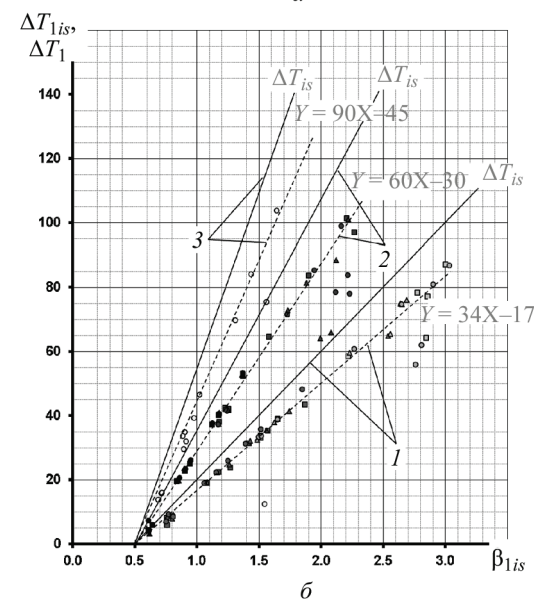
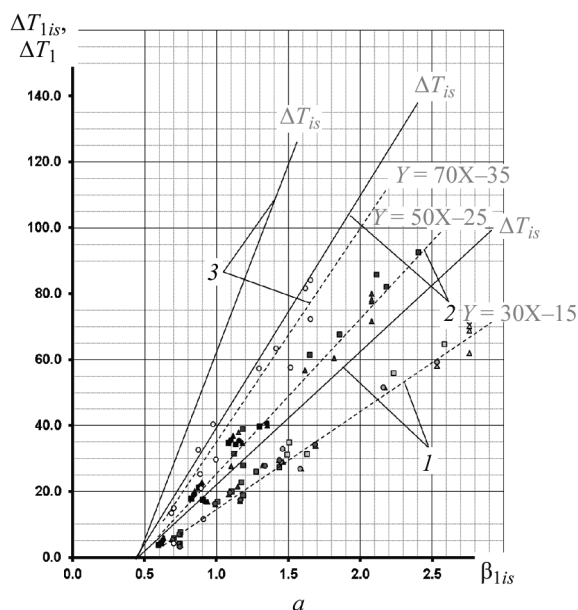


Рис. 6. Сравнение реального и идеального снижения температуры в камере смешения за аппаратом закрутки для систем со сплошной кольцевой щелью (а) и систем с вращающимися отверстиями (б): 1 – $\bar{r}_{A3} = 0.5$; 2 – $\bar{r}_{A3} = 0.66$; 3 – $\bar{r}_{A3} = 0.83$

закрутки) снижают реальную температуру. Это можно объяснить влиянием отверстий на поток в камере смешения.

Если принять, что радиальный зазор при работе двигателя на конкретном режиме в лабиринтных уплотнениях одинаковый (не зависит от радиуса расположения лабиринтных уплотнений), то увеличение радиуса расположения аппарата закрутки приводит к росту площади радиального зазора и, как следствие, к повышению утечек/затекания в осевой зазор или разгрузочную полость. Для минимизации утечек

воздуха в полость осевого зазора и затекания из разгрузочной полости величину статического давления на выходе из аппарата закрутки P_1/P^*_k подбирают так, чтобы она по величине находилась в диапазоне между давлением на выходе из осевого зазора и на входе в разгрузочную полость.

3. Вращающиеся отверстия

Вращающиеся отверстия предназначены для перепуска воздуха из полости за аппаратом закрутки (камера смешения) в полость вращающегося диффузора (см. рис. 1, поз. 12 и рис. 2, поз. 4). В отличие от аппарата закрутки поток на входе во вращающиеся отверстия является крайне нестационарным и трехмерным.

Система вторичного воздуха должна подводить воздух от компрессора двигателя к элементам, требующим охлаждения, с наименьшими потерями полного давления. Данное требование напрямую проецируется на вращающиеся отверстия системы подвода, потери полного давления в которых должны быть минимальны. Следовательно, в процессе выбора геометрических параметров системы и оценке ее характеристик, при проектировании необходимо знание величины коэффициента расхода вращающихся отверстий C_{dR} во всем диапазоне рабочих режимов. Многие экспериментальные исследования [3–5] показали, что коэффициент

расхода воздуха во вращающихся отверстиях C_{dR} может изменяться в широком диапазоне в зависимости от режима работы и геометрии. Его определяют как отношение реального расхода воздуха через отверстия к идеальному. При расчете C_{dR} не очевидным является выбор давления и температуры на входе в отверстия

$$C_{dR} = \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_{is}}, \quad (22)$$

где \dot{m}_b – измеренный расход воздуха через отверстия; \dot{m}_{is} – изоэнтропический расход воздуха через отверстия.

Определение коэффициента расхода по параметрам потока в относительной системе координат обосновано [2, 3] как более правильное, при таком подходе коэффициент расхода не превысит 1.0. Для вычисления идеального расхода при условии зависимости изобарной теплоемкости от температуры $C_p = f(T)$ необходимо воспользоваться подходом, изложенным в разделе 1 настоящей работы, при этом необходимо учесть [6, 7], что осевая компонента скорости потока на выходе из аппарата закрутки заметно диссипирует в камере смешения, а тангенциальная – нет. Поэтому считается, что у потока остается только окружной динамический напор, который сам по себе не влияет на перетекание потока через отверстия. Поэтому именно статическое давление в камере смешения является «движущей силой» для перетекания потока через отверстия. Более подробно рабочий процесс и влияние отверстий на характеристики системы подвода рассмотрены в [8].

4. Полость вращающегося радиального диффузора

Общепринято разбивать область течения во вращающемся диффузоре на три региона (рис. 7).

Начальный регион – область сильных инерционных течений. Начальный регион часто рассматривается как регион со свободным вихрем. В данном регионе поток подается на вход во вращающуюся полость и затем в центральном регионе «запитывает» пограничные слои на вращающихся стенках.

Центральный регион – невязкая вращающаяся область, в которой отсутствует радиальная и осевая скорость потока, а на вращающихся стенках образуются «запитанные» из начально-

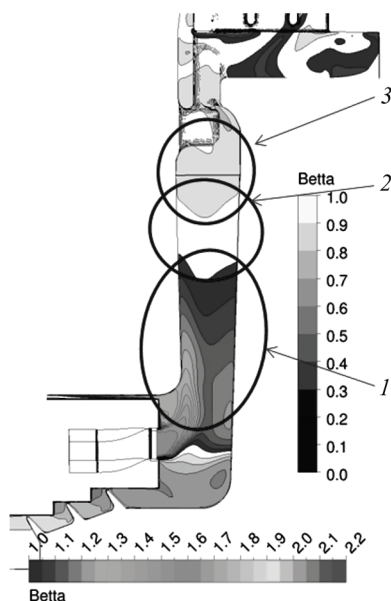


Рис. 7. Закрутка потока в полости вращающегося диффузора: 1 – начальный регион; 2 – центральный регион; 3 – выходной регион

го региона пограничные слои. Слои Экмана формируются на участках вращающихся стенок, которые остались «незапитанными» основным потоком из начального региона. Таким образом, термином «слой Экмана» общепринято называть вязкий пограничный слой, расположенный между вращающейся стенкой и геострофической областью, где силы вязкости пренебрежимо малы, а модуль относительной скорости потока в геострофической области (вне слоя) очень незначителен по сравнению со скоростью вращения диска ωr .

Выходной регион – область, где смыкаются пограничные слои, «пришедшие» с обеих вращающихся стенок, и поток формируется на входе в каналы байонетного соединения. В общем случае, высота выходного участка на порядок меньше высоты начального участка. Для системы подвода к рабочим лопаткам характерно радиальное истечение вращающегося потока из полости.

Начальный регион, запитанные и незапитанные (слои Экмана) пограничные слои и выходной участок формируют границы ядра потока, вращающегося медленнее, чем стенки диска.

Размер начального участка увеличивается с увеличением расхода воздуха C_w и уменьшается с увеличением числа Рейнольдса Re_φ [9].

Если расход воздуха достаточно велик, то «начальный» участок может заполнить всю вращающуюся полость и тогда не будет слоев Экмана и внутреннего ядра. Таким образом, структура потока во вращающейся полости в значительной степени зависит от расхода воздуха C_w . Вопрос выбора и адаптации критериев подобия для анализа течения во вращающемся диффузоре полости подробно рассмотрен в [10].

Влияние осесимметричного нагрева от дисков представлено в работах Owen и Bilimoria (1975 г.), Owen и Onur (1983 г.) и не является предметом настоящего исследования. В практике проектирования высоконагруженных турбин «самый дорогой» воздух идет на охлаждение первой рабочей лопатки турбины. Его хладоресурс не тратится на охлаждение полотна и ступицы диска – для этих целей используется более «дешевый воздух». Более того, стационарная режимная работа системы подразумевает тепловое равновесие между диском и подводимым воздухом, при этом последний в силу

конструктивных особенностей системы стремится исключить тепловой поток из проточной части двигателя на периферии диска в месте крепления рабочей лопатки, что позволяет исследовать течение во вращающемся диффузоре в адиабатной постановке.

Течение, в котором траектории движения частиц представляют собой концентрические окружности, называется плоским концентрическим вихрем. Если двигающиеся в нем частицы потока одновременно не вращаются вокруг собственных осей, то такое движение называется плоским бесциркуляционным концентрическим вихрем или свободным вихрем (free vortex). В противном случае, течение принято называть циркуляционным концентрическим вихрем или вынужденным вихрем (forced vortex), иногда такое движение называют вихревым по закону твердого тела [11]. В рассматриваемом случае, для начального региона, поток движется по спирали – ближе к оси вращения осуществляется подвод воздуха во вращающуюся полость. Отвод происходит на ее периферии.

Постоянную C принято называть силой вихря, а выражение ωr представляет собой угловой момент

$$\omega r = \text{const} = C, \quad (23)$$

где v – окружная компонента скорости потока в абсолютной невращающейся системе координат.

Из условия сохранения момента количества вращения, учитывая, что идеальная закрутка потока на выходе из аппарата закрутки определяется

выражением $\beta_{1is} = \frac{v_{1is}}{\Omega r_1}$, для произвольного радиуса участка со свободным вихрем получим выражение для закрутки потока:

$$\frac{v_i}{\Omega r_i} = \beta_{1is} \left(\frac{r_1}{r_i} \right)^2. \quad (24)$$

Из (24) следует, что если $\beta_{1is} > 1$, то найдется такой радиус r_{fv} , для которого $\frac{v}{\Omega r} = 1.0$, а выражение (24) переписывается в виде

$$r_{fv} = \beta_{1is}^{0.5} \cdot r_1, \quad (25)$$

где r_{fv} представляет собой границу начального региона, в котором течение происходит по закону свободного вихря.

С момента $r > r_{fv}$, поток начинает запитывать пограничные слои, а на стенках формируется радиальное центробежное течение. Для больших значений C_w или λ_T начальный регион может растянуться и выше по радиусу и «заполнить» весь вращающийся диффузор.

Движущийся по закону свободного вихря поток при увеличении его радиуса характеризуется снижением окружной составляющей скорости v по (23) и ростом статического давления p :

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{v^2}{r}. \quad (26)$$

Для идеального невязкого ($\mu = 0$) потока, движущегося по закону свободного вихря, распределение статического давления по радиусу от r_1 к r_2 после интегрирования (26) определяется выражением:

$$p_2 - p_1 = \frac{1}{2} \frac{v_1^2}{r_1^2} \rho_1 + g \rho_1 (z_2 - z_1). \quad (27)$$

Если кроме окружного течения со скоростью v присутствует радиальное течение потока со скоростью u , то свободный вихрь трансформируется в спиралевидный свободный вихрь.

В соответствии с первым законом термодинамики для адиабатной системы работа потока при его переходе из произвольной точки 1 (вход во вращающийся диффузор) в точку 2 (выход из вращающегося диффузора) равна изменению его полной энтальпии:

$$C_p (T_1^* - T_2^*) = \omega (r_1 v_1 - r_2 v_2). \quad (28)$$

Предполагая, что течение происходит по закону свободного вихря, $r_1 v_1 = r_2 v_2$, $\beta_2 = \beta_1 \frac{r_1^2}{r_2^2}$ и, учитывая связь абсолютной и относительной температуры $T_2^* = T_{2rel}^* + \frac{\omega^2 r_2^2}{2C_p} (2\beta_2 - 1)$, из выражения (28) получим

$$\frac{2C_p (T_1^* - T_{2rel}^*)}{\omega^2 r_2^2} = 2\beta_1 \frac{r_1^2}{r_2^2} - 1. \quad (29)$$

Левую часть выражения (29) принято называть адиабатной эффективностью Θ , которая в случае свободного вихря в полости зависит только от начальной закрутки и квадрата соотношения радиусов

$$\Theta = \frac{2C_p (T_1^* - T_{2rel}^*)}{\omega^2 r_2^2}. \quad (30)$$

Адиабатная эффективность Θ – это удобный параметр, показывающий насколько эффективно используется характерный динамический напор системы $\frac{\omega^2 r_2^2}{2}$. При расчете Θ используется температура охлаждающего воздуха на входе в аппарат закрутки $T_0^* = T_1^*$, которая зависит от основных параметров режима двигателя. Если известна адиабатная эффективность Θ , геометрические характеристики системы и основные параметры режима для двигателя, то может быть определена температура охлаждающего воздуха на входе в рабочую лопатку турбины.

Предполагая, что во вращающемся диффузоре поток движется по закону свободного вихря и учитывая $v_1 r_1 = v_2 r_2$ и $\beta_{2id} = \beta_1 \frac{r_1^2}{r_2^2}$ получим:

$$\Theta_{id} = 2\beta_1 \frac{r_1^2}{r_2^2} - 1 = 2\beta_{2id} - 1. \quad (31)$$

Предполагая изотропность истечения из аппарата закрутки, получим выражение для идеальной адиабатной эффективности системы подвода:

$$\Theta_{idis} = 2\beta_{1is} \frac{r_1^2}{r_2^2} - 1. \quad (32)$$

Коэффициент момента сопротивления вращению C_m есть функция закрутки потока за аппаратом закрутки, числа Рейнольдса и площади роторной части:

$$C_m = f(\beta_{eff}, Re_\varphi, A). \quad (33)$$

Величина C_m влияет на КПД турбины, определяя работу, затрачиваемую на взаимодействие вращающихся поверхностей диффузора с охлаждающим воздухом.

Выводы

1. Представлены результаты формулировки теоретических основ анализа течения в системе подвода охлаждающего воздуха к рабочей лопатке турбины.

2. Эффективность работы аппарата закрутки является ключевым вопросом в обеспечении суммарной эффективности системы подвода.

3. Для расчета идеального расхода необходимо использовать соотношения, учитывающие

зависимость изобарной теплоемкости от температуры.

4. Коэффициент расхода C_d удобно использовать при валидации численной модели, в то время как коэффициент скорости η целесообразно использовать для анализа эффективности системы аппарат закрутки–камера смещения.

5. Рассматривая рабочий процесс в камере смещения необходимо перейти к использованию параметров в относительной системе координат. Для оценки качества рабочего процесса необходимо ввести понятие тепловой эффективности камеры смещения.

6. Потери полного давления при перетекании потока через вращающиеся отверстия должны быть минимальны, поэтому в процессе выбора геометрических параметров системы и оценке ее характеристик, при проектировании необходимо знание величины коэффициента расхода вращающихся отверстий C_{dR} во всем диапазоне рабочих режимов.

7. Для больших значений адаптированных критериев подобия C_w или λ_T величина начального региона со свободным вихрем может «заполнить» весь вращающийся диффузор.

8. Результаты формулировки теоретических основ анализа течения потока в элементах системы подвода охлаждающего воздуха к рабочей лопатке турбины рекомендуется использовать в комплексной методике анализа характеристик и выбора основных геометрических параметров системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Диденко Р.А., Пиралишвили Ш.А., Виноградов К.А. Проработка технологии выбора оптимального радиуса расположения аппарата закрутки в системе подвода воздуха к рабочей лопатке турбины // Тепловые процессы в технике. 2019. Т. 11. №11. С. 514–526.
2. Dittmann M., Geis T., Schramm V., Kim S., Wittig S. Discharge coefficients of the pre-swirl system in secondary air systems // ASME Paper 2001-GT-0122.
3. Bricaud C., Geis T., Dullenkopf K., Bauer H.-J. Measurement and analysis of aerodynamic and thermodynamic losses in pre-swirl system arrangements // ASME Paper GT2007-27191.
4. Hüning M. Comparison of discharge coefficient measurements and correlations for several orifice designs with cross-flow and rotation around // ASME Paper GT2008-50976.
5. Dittman M., Dullenkopf K., Wittig S. Discharge coefficients of rotating short orifices with radiused and chamfered inlets // J. of Eng. of G.T. and Power. 2004. V. 126. P. 803–808.
6. Киселев Б.М. Закрученные одномерные течения газа // Труды ЦАГИ. 1952. 24 с.
7. Самойлович Г.С., Морозов Б.И. Коэффициенты расхода отверстий выравнивания давления в дисках турбины // Теплоэнергетика. 1957. № 8. С. 16–23.
8. Диденко Р.А., Пиралишвили Ш.А., Шахов В.Г. Влияние отверстий в покрывном диске на характеристики системы подвода воздуха к рабочей лопатке турбины // Тепловые процессы в технике. 2020. Т. 12. № 6. С. 271–281.
9. Karabay H., Chen J.-X., Pilbrow R., Wilson M., Owen J.M. Flow in a «cover-plate» preswirl rotor-stator system // Journal of Turbomachinery: Transactions of the ASME. 1999. V. 121. P 160–166.
10. Диденко Р.А., Пиралишвили Ш.А., Шахов В.Г. Анализ характеристик потока между двумя вращающимися дисками в системе подвода воздуха к рабочей лопатке турбины на основе адаптированных критериев подобия // Тепловые процессы в технике. 2019. Т. 11. № 10. С. 434–446. DOI: 10.34759/TPT-2019-11-10-434-446.
11. Childs P.R.N. Rotating Flow. 2011. 389 p.

Theory and analysis of the flow in a cooling air delivery system of turbine blade

R.A. Didenko¹, Sh.A. Piralishvili², K.A. Vinogradov¹

¹ PJSC «UEC-Saturn», Yaroslavl region, Rybinsk, 152903, Russia

² Soloviev Rybinsk State Aviation Technical University, Rybinsk, 152934, Russia
e-mail: roman.didenko@uec-saturn.ru, kirill.vinogradov@uec-saturn.ru, piral@list.ru

This paper provides an initial theory observation and analysis of the flow characteristics in basic components of a cooling air supply system of turbine blade – stationary pre-swirl nozzles, mixing cavity, coverplate receiver holes and rotor-rotor rotating cavity. After leaving the pre-swirl nozzles, the cooling air flows through a mixing cavity to the rotor-rotor rotating cavity formed by the turbine disk and cover-plate and onto the turbine blade. Pre-swirl nozzles, as first component, were characterized by their discharge and velocity coefficients calculated in stationary and relative frames of reference, total pressure and temperature reduction occurring in a mixing cavity at the coverplate receiver holes inlet. Recommendations of discharge and velocity coefficients calculation are presented. The flow in rotor-rotor rotating cavity could be characterized by rotational Reynolds number Re_ϕ , nondimensional mass flow rate C_w , turbulent flow parameter λ_T and nondimensional initial swirl ratio β . There are three regions in rotor-rotor ro-

tating cavity: the initial or source region – the area of strong inertial flow; the middle – the area of developed interior core with Ekman-type layers on the walls; the outlet region, where the flow is formed at the blade cooling rim slot inlet. In the interior core the flow structure is close to that of a free vortex. Interaction of the interior core with boundary layers depends upon the rotor-rotor rotating cavity geometry, mass flow rate and swirl ratio. Due to the flow circumferential deceleration and the centrifugal force, recovery of the total pressure and temperature take place in the rotor-rotor rotating cavity in relative motion.

Keywords: cooling air delivery system, pre-swirl nozzle, mixing cavity, coverplate receiver holes, rotor-rotor rotating cavity, relative frame of reference.

REFERENCES

1. **Didenko R.A., Piralishvili Sh.A., Vinogradov K.A.** Pro-rabotka tekhnologii vybora optimal'nogo radiusa raspolozheniya apparata zakrutki v sisteme podvoda vozdukh k rabochej lopatke turbiny [Development of technology for choosing the optimal radius of pre-swirl nozzles in turbine cooling air delivery system]. *Teplovyje protsessy v tekhnike – Thermal processes in engineering*, 2019, vol. 11, no. 11, pp. 514–526. In Russ. DOI: 10.34759/TPT-2019-11-11-514-526
2. **Dittmann M., Geis T., Schramm V., Kim S., Wittig S.** *Discharge Coefficients of the Pre-Swirl System in Secondary Air Systems*. ASME Paper 2001-GT-0122. 2001.
3. **Bricaud C., Geis T., Dullenkopf K., Bauer H.-J.** *Measurement and Analysis of Aerodynamic and Thermodynamic Losses in Pre-swirl System Arrangements*. ASME Paper GT2007-27191. 2007.
4. **Hüning M.** *Comparison of Discharge Coefficient Measurements and Correlations for Several Orifice Designs with Cross-flow and Rotation Around*. ASME Paper GT2008-50976. 2008.
5. **Dittman M., Dullenkopf K., Witting S.** Discharge coefficients of rotating short orifices with radiused and chamfered inlets. *J. of Eng. of G.T. and Power*, 2004, vol. 126, pp. 803–808.
6. **Kiselev B.M.** *Zakruchennye odnomernye techeniya gaza* [Swirling one-dimensional gas flows]. Moscow: Transactions of Central Aerohydrodynamic Institute, 1952. 24 p. In Russ.
7. **Samoilovich G.S., Morozov B.I.** Koeffitsienty raskhoda otverstij vyravnivaniya davleniya v diskakh turbiny [Flow coefficients of pressure equalization holes in turbine disks]. *Teploehnergetika*, 1957, vol. 8, pp. 16–23. In Russ.
8. **Didenko R.A., Piralishvili Sh.A., Shakhov V.G.** Vliyanie otverstij v pokryvnom diske na kharakteristiki sistemy podvoda vozdukh k rabochej lopatke turbiny [Analysis of rotating coverplate receiver orifices influence on turbine cooling air supply system characteristics]. *Teplovyje protsessy v tekhnike – Thermal Processes in Engineering*, 2020, vol. 12, no. 6, pp. 271–281. In Russ. DOI: 10.34759/tpt-2020-12-6-271-281
9. **Karabay H., Chen J.-X., Pilbrow R., Wilson M., Owen J.M.** Flow in a «cover-plate» preswirl rotor-stator system. *Journal of Turbomachinery: Transactions of the ASME*, 1999, vol. 121, pp. 160–166.
10. **Didenko R.A., Piralishvili Sh.A., Shahov V.G.** Analiz kharakteristik potoka mezhdvu dvumya vrashhayushhimisya diskami v sisteme podvoda vozdukh k rabochej lopatke turbiny na osnove adaptirovannykh kriteriev podobiya [Characteristics analysis of a flow between two rotating discs in the air supply system to the turbine rotor blade based on adapted similarity criteria]. *Teplovyje protsessy v tekhnike – Thermal Processes in Engineering*, 2019, vol. 11, no. 10, pp. 434–446. In Russ. DOI: 10.34759/TPT-2019-11-10-434-446
11. **Childs P.R.N.** *Rotating Flow*. 2011. 389 p.