

УДК 621.165

Р.Р. Симашов

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ТРЕНИЯ ДИСКА И БАНДАЖА ПАРЦИАЛЬНЫХ МАЛОРАСХОДНЫХ ТУРБИН ПРИ РАСЧЕТЕ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ

Выполнено обобщение экспериментальных данных различных авторов по потерям кинетической энергии от трения диска и бандажа. Представлены полуэмпирические формулы и даны рекомендации по применению их для расчета мощности трения диска и бандажа рабочего колеса с учетом протечки массы рабочего тела поверх бандажа через активную дугу. Показано слабое влияние относительного зазора между стенкой камеры и диском в малорасходных турбинах. Формулы предназначены для использования при расчетах переменных режимов и многорежимной оптимизации малорасходных турбин.

Ключевые слова: малорасходные турбины, переменные режимы, мощность трения диска и бандажа, коэффициент трения, малоразмерные турбины.

R.R. Simashov

DETERMINATION OF DISK AND SHROUD FRICTION POWER IN PARTIAL LOW-CONSUMPTION TURBINES AT CALCULATION OF VARIABLE MODES

A generalization of the experimental data of various authors on the loss of kinetic energy from disk and shroud friction is made. Semi-empirical formulas are presented and recommendations are given for using them to calculate the friction power of the disk and the rotary shroud, taking into account the leakage of the mass of the working substance over the shroud through the active arc. The weak influence of the relative gap between the chamber wall and the disk in low-consumption turbines is shown. The formulas are intended for use in the calculation of variable modes and multi-mode optimization of low-consumption turbines.

Key words: low-consumption turbines, variable modes, disk and shroud friction power, friction ratio, small-sized turbines.

Введение

Оптимизация конструкции турбин уже на стадии проектирования требует надежных данных по различным составляющим потерь кинетической энергии в проточной части, в том числе и по потерям трения диска и бандажа. Более точное определение этих потерь в малорасходных и малоразмерных турбинах при моделировании переменных режимов и многорежимной оптимизации является актуальной задачей по следующим причинам. Применение рабочего тела высоких параметров в установках закрытого цикла значительно увеличивает относительную величину потерь на трение и вентиляцию, особенно на частичных нагрузках. Малоразмерные турбины малой мощности характеризуются повышенным отношением площади диска рабочего колеса к эффективной мощности турбины, а следовательно, и большой относительной мощностью трения диска о рабочее тело, по данным работы [3], она может достигать 20–25 %. На практике получило распространение большое число эмпирических формул по определению мощности трения диска и бандажа [1–7, 10, 11]. Однако существенные расхождения результатов расчета и опыта диктуют

необходимость обобщения и анализа имеющегося экспериментального материала с целью подбора эмпирических зависимостей, дающих достоверные данные для малорасходных и малоразмерных турбин при моделировании переменных режимов и многорежимной оптимизации.

Обобщение экспериментальных данных по мощности трения диска рабочего колеса

Мощность, затрачиваемая на трение боковых поверхностей диска при вращении его в закрытой камере, представляется выражением [4, 6], Вт:

$$N_{тр}^{\delta} = C_{тр}^{\delta} u_{\kappa}^3 D_{\kappa}^2 \rho_2, \quad (1)$$

где $C_{тр}^{\delta}$ – эмпирический коэффициент трения.

В литературе имеется много материалов посвященных теоретическим и экспериментальным исследованиям потерь трения вращающегося диска [1, 3, 4, 5, 6, 7, 11, 10]. При получении расчетной зависимости для $N_{тр}^{\delta}$ все авторы исходят из одних теоретических предпосылок, различия наблюдаются только в функциональной зависимости эмпирического коэффициента $C_{тр}^{\delta}$. Анализ указанных работ показал, что коэффициент $C_{тр}^{\delta}$ зависит в основном от числа $Re = u_{\kappa} D_{\kappa} / \nu$, режима течения на стенке диска и корпуса и относительного зазора δ / D_{κ} между стенкой камеры и диском. Однако при числах Re и величинах δ / D_{κ} , встречающихся в МРТ, может идти речь только о турбулентном режиме течения [3, 4, 7, 10]. Причем, как показали опыты Дикмана [10] и Дейли [4], при турбулентном режиме течения с отрывом пограничного слоя коэффициент $C_{тр}^{\delta}$ зависит только от числа Re . Действительное течение в парциальных МРТ, когда имеет место протечка через корневое уплотнение, соответствует турбулентному режиму течения с отрывом пограничного слоя. Поэтому большинство авторов приводят формулы $C_{тр}^{\delta}$ в зависимости только от числа Re . В таблице приведены формулы для $C_{тр}^{\delta}$ различных авторов. Как можно видеть, эмпирические коэффициенты в формулах для $C_{тр}^{\delta}$ отличаются в 2...8 раз, а структура формулы у большинства авторов совпадает. Проверка указанных формул в составе математической модели МРТ для различных конструкций сверхзвуковых парциальных малорасходных турбин в широком диапазоне изменения режимов [8, 9] показала, что наилучшие результаты дает формула из работы [7], рекомендуемая для определения мощности трения диска в приводных турбинах агрегатов ЖРД. Заметим также, что указанная формула совпадает с детальными исследованиями Шульца–Грунова [6].

Эмпирические коэффициенты трения диска Disk friction empirical ratios

№ п/п	Формула	Область адекватности	Источник
1	2	3	4
1	$C_{тр}^{\delta} = 0.088 / Re^{0.2}$	$Re > 6,0 \cdot 10^5$	[6]

Окончание таблицы

1	2	3	4
2	$C_{mp}^{\delta} = 0.0896 / Re^{0.2}$	$Re > 2,0 \cdot 10^5$	[7]
3	$C_{mp}^{\delta} = 0.012 / Re^{0.2}$	$Re > 2,0 \cdot 10^5$	[11]
4	$C_{mp}^{\delta} = 0.011 \cdot f(\delta / D_{\kappa}) / Re^{0.2}$	$Re > 6,0 \cdot 10^5$, $f(\delta / D_{\kappa}) = 1,0 \dots 1,6$ при $\delta / D_{\kappa} = 0,02 \dots 0,035$	[10]
5	$C_{mp}^{\delta} = 0.07 \cdot (\delta / D_{\kappa})^{0.1} / Re^{0.2}$	$Re > 1,0 \cdot 10^5$	[1]
6	$C_{mp}^{\delta} = 0.06 / Re^{0.28}$	$Re > 1,5 \cdot 10^5$	[3]
7	$C_{mp}^{\delta} = 0.0491 / (\lg(Re/2))^{2.58}$	$Re > 1,0 \cdot 10^5$	[5]
Примечание. $N_{mp}^{\delta} = C_{mp}^{\delta} u_{\kappa}^3 D_{\kappa}^2 \rho_2$, Вт; $Re = u_{\kappa} D_{\kappa} / \nu$, где ρ_2 , кг/м ³ ; u_{κ} , м/с; D_{κ} , м; ν , м ² /с.			

Обобщение экспериментальных данных по мощности трения бандажа рабочего колеса

Мощность, затрачиваемая на трение бандажа, представляет собой мощность сопротивления вращению цилиндра в цилиндре [4, 3, 10] и др., Вт:

$$N_{mp}^{\delta} = C_{mp}^{\delta} u_{\delta}^3 D_{\delta} B_{\delta} \rho_2, \quad (2)$$

где C_{mp}^{δ} – коэффициент трения, зависящий от числа $Re_{\delta} = u_{\delta} \Delta_{\delta} / \nu$. Так как через радиальный зазор над бандажом Δ_{δ} имеется протечка массой G_{δ} , то коэффициент трения C_{mp}^{δ} должен определяться с учетом массы протечки. Влияние протечки на коэффициент трения C_{mp}^{δ} исследовалось в трех работах, результаты которых представлены в [2]:

$$C_{mp}^{\delta} / C_{mp0}^{\delta} = \left[1 + 5.35 \left(\frac{G_{\delta}}{\rho_2 \pi r^2 \Delta_{\delta} \omega e} \right)^2 \right]^{0.375} \quad (3)$$

$$C_{mp}^{\delta} / C_{mp0}^{\delta} = \left[1 + 2.0 \left(\frac{G_{\delta}}{\rho_2 \pi r^2 \Delta_{\delta} \omega e} \right)^2 \right]^{0.375}, \quad (4)$$

где C_{mp0}^{δ} – коэффициент трения при отсутствии расхода через щель; e - степень парциальности.

Различие приведенных формул заключается в коэффициентах при круглых скобках, которые соответствуют разной величине относительного радиального зазора $\Delta_{\delta} / D_{\delta}$. Формула (3) характерна для относительно больших радиальных зазоров, в которых возникают вихри Тейлора (под действием центробежных сил), увеличивающие среднерасход-

ную окружную скорость потока в зазоре (до $0,8u_{\delta}$) и, следовательно, влияние вращения. По данным [2], вихри Тейлора не появляются при $\Delta_{\delta} / D_{\delta} < 0,0002$ или при определенной величине протечки через зазор. Реальные относительные радиальные зазоры в МРТ намного больше указанной величины ($\Delta_{\delta} / D_{\delta} = 0,0085 \dots 0,105$), поэтому в модели используется формула (3), где $C_{тр0}^{\delta}$ определяется по формуле из работы [7]:

$$C_{тр0}^{\delta} = 0.0125 / Re^{0.5}. \quad (5)$$

Так как в парциальной ступени увеличение потерь трения бандажа за счет протечек будет только на активной дуге подвода, то суммарная мощность трения бандажа складывается из двух составляющих:

$$N_{тр}^{\delta} = (N_{тр}^{\delta})_{акт} + (N_{тр}^{\delta})_{неакт} = C_{\Sigma}^{\delta} u_{\delta}^3 D_{\delta} B_{\delta} \rho_2, \quad (6)$$

Где

$$C_{\Sigma}^{\delta} = C_{тр}^{\delta} \cdot e + C_{тр0}^{\delta} \cdot (1 - e). \quad (7)$$

Коэффициенты $C_{тр0}^{\delta}$ и $C_{тр}^{\delta}$ определяются по формулам (5) и (3).

Заключение

Представленные обобщения экспериментальных данных по мощности трения диска и бандажа рабочих колес турбин и апробация их для различных конструкций парциальных турбин в составе математической модели МРТ в широком диапазоне изменения конструктивных и режимных параметров позволяет рекомендовать формулы (1), (2, таблица), (3), (5), (6), (7) для расчета потерь трения диска и бандажа в малоразмерных и малорасходных турбинах при моделировании переменных режимов и многорежимной оптимизации. Приведенные зависимости коэффициентов трения бандажа отражают влияние числа Рейнольдса и массы протечки и справедливы в диапазоне изменения относительного зазора $\Delta_{\delta} / D_{\delta} = 0,0085 \dots 0,105$.

Список литературы

1. Абрамов В.И., Филиппов Г.А., Фролов В.В. Тепловой расчет турбин. М.: Машиностроение, 1974. 184 с.
2. Байбиков А.С., Караханьян В.К. Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин. М.: Машиностроение, 1982. 112 с.
3. Блатов А.Г. Мощность дискового трения в микротурбинах // Тр. КАИ. Вопросы микроэнергетики. 1965. № 22. С. 103–106.
4. Дейч М.Е., Трояновский Б.М. Исследование и расчеты ступеней осевых турбин. М.: Машиностроение, 1964. 628 с.
5. Дорфман Л.А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. М.: Физматгиз, 1960. 260 с.

6. Кириллов И.И. Теория турбомашин. Л.: Машиностроение, 1972. 536 с.
7. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1986. 376 с.
8. Симашов Р.Р., Морозова Н.Т. Математическая модель малорасходной турбины на основе прямой задачи турбинной ступени // Вестн. ТОГУ. 2015. № 1(36). С. 133–140.
9. Симашов Р.Р., Чехранов С.В. Математическая модель двухступенчатой малорасходной турбины с частичным облопачиванием рабочего колеса // Морские интеллектуальные технологии. 2018. Т.5, № 4(42). С. 70–76.
10. Терентьев И.К. Потери на трение и вентиляцию рабочих колес турбин // Изв. вузов. Энергетика. 1959. № 7. С. 74–79.
11. Траупель В. Тепловые турбомашинны: Тепловой и аэродинамический расчет: в 2 кн. Кн. 1 / пер. с нем. М.: Госэнергоиздат, 1961. 344 с.

Сведения об авторе: Симашов Рафаиль Равильевич, кандидат технических наук, доцент, e-mail: forsimashov@yandex.ru.