

А. Г. БЛАТОВ

МОЩНОСТЬ ДИСКОВОГО ТРЕНИЯ В МИКРОТУРБИНАХ

Дисковое трение рабочего колеса турбины — это трение по боковым поверхностям диска колеса (включая и облопаченную часть) и по ободу колеса, возникающее при вращении его в газовой среде. Поскольку в микротурбинах удельная поверхность диска колеса $\frac{F_d}{V_{ст.}}$ в сотни, а иногда и в тысячи раз больше, чем в турбинах ВРД,

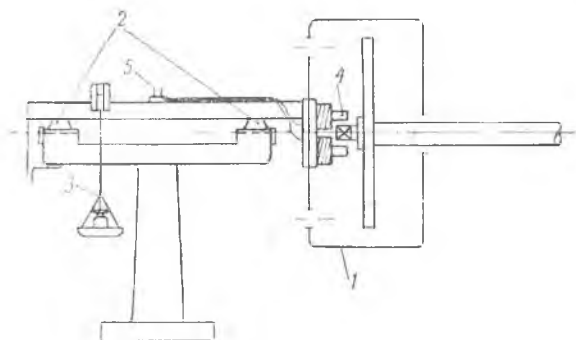
то и удельная мощность дискового трения $\frac{N_d}{N_{ст.}}$ в микротурбинах в сотни раз больше, чем в больших газовых турбинах.

Например, в микротурбинах мощность дискового трения N_d может составлять до 20÷25% от эффективной мощности турбины $N_{ст.}$, в то время как в турбинах ВРД, она соответствует примерно 1% $N_{ст.}$

В этой связи для микротурбин становится актуальным вопрос более точного определения мощности дискового трения.

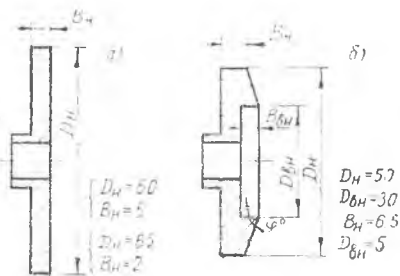
Поскольку трение облопаченной части колеса зависит от геометрии и типа решетки колеса, а также от режима работы (степени расширения газа, оборотов), то не представляется возможным дать общие рекомендации по трению облопаченных колес. Кроме того, получить потери на трение облопаченных колес опытным путем весьма трудно, так как им сопутствуют вентиляционные потери и потери в зазорах. Поэтому расчетным путем определяют только основную часть дискового трения — трение гладкого диска, а потери на трение облопаченной части диска относят во вторичные потери на колесе, определяемые из суммарных опытных характеристик турбины. Мощность трения гладкого диска определяется прокручиванием диска в тормозном устройстве, позволяющем измерить крутящий момент и обороты. Поскольку крутящий момент, соответствующий дисковому трению микротурбин, очень малый ($M_{кр.} \text{min} = 10 \div 15 \text{ г. см.}$), то измеритель момента должен обладать высокой чувствительностью.

Приведенные ниже данные по мощности дискового трения получены на тормозной установке, схема которой показана на фиг. 1. Корпус тормоза 1 подвешен на призмах 2. Измерение момента осуществляется рычажными весами 3, обороты измерялись при помощи электромагнитного датчика 4, подсоединенного к измерителю частоты ИЧ-7.



Фиг. 1.

При измерении момента соединительные провода от ИЧ-7 снимаются с клемм 5, чтобы уменьшить ошибку измерения. Чувствительность весов 0,2 г, что при плече рычажных весов $l = 15$ см соответствует 3 г. см. Таким образом, при минимальном моменте трения диска $(M_{тр.})_{\min} = 15$ г. см. ошибка измерения момента составляет 20%. В большинстве же случаев ошибка измерения момента трения не превышала 5%.



Фиг. 2.

Испытанию подвергались диски, имитирующие колесо осевой и центробежной микротурбины (фиг. 2). Для определения параметров, влияющих на дисковое трение, выведем формулу мощности трения гладкого диска.

Представим элементарную силу поверхностного трения в виде

$$dP_{тр.} = C_f \frac{\gamma \cdot U^2}{2 \cdot g} \cdot dF, \quad (1)$$

где C_f — коэффициент трения; U — окружная скорость колеса на текущем радиусе r ; γ — удельный вес окружающей диск газовой среды; $dF = 2\pi \cdot r \cdot dr$ — элементарная площадка (кольцо). После простых выкладок получим формулу для определения мощности тре-

ния по двум боковым поверхностям и ободу гладкого диска, изображенного на фиг. 2а, в виде

$$N_{\partial} = \beta_f \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot U_{\text{н}}^3 \cdot D_{\text{н}}^2 \cdot \left(1 + 5 \frac{B_{\text{вн.}}}{D_{\text{н.}}}\right) \text{ л. с.} \quad (2)$$

Здесь:

$$\beta_f = \frac{\pi \cdot 10^6}{750 \cdot g} \cdot C_f; \quad \gamma = \frac{\kappa \Gamma}{\text{м}^3}; \quad U_{\text{н}} = \frac{M}{\text{сек}}; \quad D_{\text{н}} = \text{м.}$$

Для диска колеса центростремительной турбины, изображенного на фиг. 2б аналогичным образом можно получить:

$$N_{\partial} = \beta_f \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot U_{\text{н}}^3 \cdot D_{\text{н}}^2 \cdot \left\{ \frac{1}{2} \cdot \left[1 + \left(\frac{D_{\text{вн.}}}{D_{\text{н.}}} \right)^5 \right] + \frac{1}{2 \cdot \sin \varphi} \left[1 - \left(\frac{D_{\text{вн.}}}{D_{\text{н.}}} \right)^5 \right] + 5 \cdot \left[\frac{B_{\text{н.}}}{D_{\text{н.}}} + \frac{B_{\text{вн.}}}{D_{\text{вн.}}} \cdot \left(\frac{D_{\text{вн.}}}{D_{\text{н.}}} \right)^5 \right] \right\} \quad (3)$$

Здесь, как и прежде,

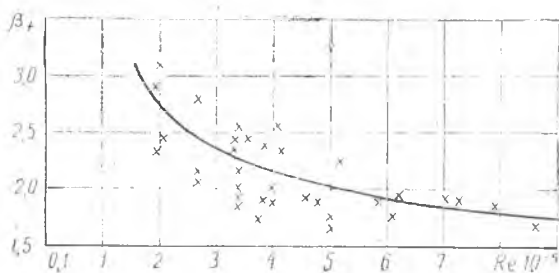
$$\beta_f = \frac{\pi \cdot 10^6}{750 \cdot g} \cdot C_f.$$

При $\varphi > 60^\circ$ приближенно можно определять N_{∂} по формуле:

$$N_{\partial} = \beta_f \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot U_{\text{н}}^3 \cdot D_{\text{н}}^2 \left[\frac{1}{2} \cdot \left(1 + \frac{1}{\sin \varphi} \right) + 5 \cdot \left[\frac{B_{\text{н.}}}{D_{\text{н.}}} + \frac{B_{\text{вн.}}}{D_{\text{вн.}}} \cdot \left(\frac{D_{\text{вн.}}}{D_{\text{н.}}} \right)^5 \right] \right] \quad (4)$$

Таким образом, подсчитав по формуле $N_{\partial} = \frac{M_{\text{тр.}} \cdot n}{71620}$

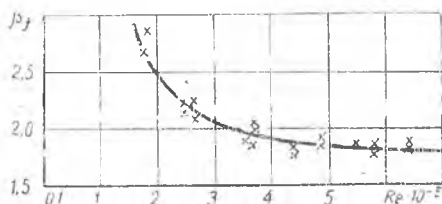
мощность дискового трения, по уравнению (2) или (4) можно определить коэффициент дискового трения β_f . Последний несколько изменяется с изменением числа $Re = \frac{D_{\text{н.}} \cdot U_{\text{н.}}}{\nu}$. На фиг. 3. показан график зависимости $\beta_f = f(Re)$ для гладкого диска изображенного на фиг. 2а при вращении его в воздушной среде с атмосферным давлением и температурой ($\gamma \approx 1,22 \frac{\kappa \Gamma}{\text{м}^3}$). На фиг. 4 показан аналогичный график зависимости $\beta_f = f(Re)$ для гладкого диска, изображенного на фиг. 2б. Из сравнения графиков на фиг. 3 и фиг. 4 видно, что принципиально различия в зависимости $\beta_f = f(Re)$ между гладкими дисками осевой (типа 2а) и центростремительной (типа 2б) микротурбин не наблюдается. Среднее значение коэффициента β_f в интервале $Re = 2 \cdot 10^5 \div 8 \cdot 10^5$ для обоих дисков равно примерно 2,0. Это хорошо согласуется с результатом, полученным в работе [1]. График



Фиг. 3.

осевой (типа 2а) и центростремительной (типа 2б) микротурбин не наблюдается. Среднее значение коэффициента β_f в интервале $Re = 2 \cdot 10^5 \div 8 \cdot 10^5$ для обоих дисков равно примерно 2,0. Это хорошо согласуется с результатом, полученным в работе [1]. График

зависимости $\beta_f = f(Re)$, показанный на фиг. 3, хорошо аппроксимируется уравнением $\beta_f = \frac{80}{Re^{0,28}}$, что весьма близко к зависимости $\beta_f = f(Re)$, приведенной в работе [2]. Опытами было подтверждено также известное положение [1], что при $Re > 10^5$ зазор между диском и неподвижным корпусом не влияет на величину коэффициента



Фиг. 4.

та β_f . График зависимости $\beta_f = f(Re)$, показанной на фиг. 4, хорошо аппроксимируется уравнением

$$\beta_f = \frac{150}{Re^{0,33}} \quad [6]$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Н. М. Марков. Теория и расчет турбинных ступеней. Машгиз, 1963.
2. Б. В. Овсянников. Теория и расчет насосов ЖРД. Оборонгиз, 1960.