

3. *Huntley S.C. Temperature-pressure-time relations in a closed cryogenic container // ACE 3, 342 (1960).*

4. М о и с е е в Н.Н., П е т р о в А.А. Численные методы расчета собственных частот колебаний ограниченного объема жидкости / Математические методы в динамике космических аппаратов. М.: ВЦ АН СССР. Вып. 3. 1966. 270 с.

5. Берклиевский чтения. Т. 3. Разд. I. Волны. К р а у ф о р д Ф. Волны в воде. 1975. 314 с.

6. Р а б и н о в и ч Б.И. Об уравнениях поперечных колебаний оболочек с жидким наполнителем // Изв. АН СССР. 1964. № I. С. 166.

7. Ш к л я р у к Ф.Н. О приближенном методе расчета осесимметричных колебаний оболочек вращения // Изв. АН СССР. 1965. № 6.

УДК 621.438-181.4+629.7.037-181.4

О.А.Надточий, А.С.Наталевич

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК МИКРОТУРБИН

(Самарский аэрокосмический университет)

Излагается методика расчета, позволяющая построить главные характеристики микротурбины во всем диапазоне изменения параметра относительной скорости с учетом изменения степени реактивности и коэффициента скорости рабочего колеса.

Одно из разновидностей закрученных потоков являются вихревые процессы, имеющие место при работе микротурбины (МТ). Это турбины мощностью до 7,5 кВт с наружным диаметром рабочего колеса до 0,1 м в настоящее время широко используются в качестве микротурбоприводов, турбодетандеров, турбоохладильников.

Из общего числа характеристик МТ рассмотрим построение главных характеристик $q_T = f(y)$; $G_T = f(y)$; $\eta_T = f(y)$; $N_T = f(y)$ отража-

Вихревой эффект

и его применение в технике.

Самара, 1992

ISBN 5-230-16926-5

ющих изменение степени реактивности q_T , расхода газа G_T , внутреннего КПД η_T и мощности турбины N_T с изменением относительной скорости $y = \frac{u}{C_s}$ при постоянных геометрических параметрах D_1, h_{c1}, h_2 , давлении P_0^* и температуре T_0^* торможения на входе и статическом давлении P_2 на выходе из турбины. Очевидно, при этом изоэнтропическая скорость потока $C_s = const$ и изменение y происходит за счет изменения частоты вращения n .

Для расчета указанных характеристик МТ должны быть заданы на расчетном (индекс p) режиме следующие параметры: $P_0^*, T_0^*, P_2, \alpha(\lambda_r); D, \alpha_{ik}; \beta_{sk}; \varphi_p; \varphi_r; \varphi_{tr}; \varphi_p; N_{tr}; n_p; k; R_r$.

В этом варианте исходных данных неизвестный диаметр рабочего колеса на входе D_1 определяется по заданным φ_p и n_p . В другом варианте, когда заданы D_1 и n_p , по ним определяется φ_p . В случае, когда параметр φ_p неизвестен, а его выбор оговорен условием получения на расчетном режиме КПД $(\eta_u)_{max}$, можно воспользоваться приведенным в работе [1] уравнением для определения $\varphi_p = \varphi_{opt}$, полученным из условия $\frac{d\eta_u}{dy} = 0$.

По заданным исходным параметрам производится полный газодинамический расчет МТ на расчетном режиме, в результате которого, в частности, определяются $G_{tr}; \eta_{up}; \eta_{tr}; h_1; h_2$. Таким образом, расчетные значения $q_{tr}; G_{tr}; \eta_{tr}; N_{tr}$ являются исходными точками на рассчитываемых характеристиках МТ. Но изменение давления P_1 с изменением параметра y при постоянных P_0^*, T_0^*, P_2 вызывает изменение степени реактивности q_T . Поэтому теоретическое построение характеристик МТ целесообразно начинать с расчета характеристики $q_T = f(y)$, поскольку остальные характеристики определяются с учетом изменения q_T при изменении y .

Попутно при этом определяется и характеристика $G_T = f(y)$. Для расчета характеристики $q_T = f(y)$ используем уравнение расхода (неразрывности) с учетом утечек в зазоре:

$$G_{w2} = G_{c1} - G_{yT} = G_{c1} \left(1 - \frac{G_{yT}}{G_{c1}} \right), \quad (I)$$

где G_{c1} - расход газа через сопловой аппарат (СА);
 G_{w2} - расход газа через рабочее колесо (РК).

Используя (1), получим

$$G_{w2} = G_{c1} \left(1 - 0,12 \sqrt{\frac{g_T}{1 - g_T} + 0,05} \right). \quad (2)$$

С другой стороны, как известно,

$$G_{c1} = m F_{c1} \psi(\lambda_{c1}) \frac{P_1}{\sqrt{T_0^*}}, \quad (3)$$

$$G_{w2} = m F_{w2} \psi(\lambda_{w2}) \frac{P_2}{\sqrt{T_{w2}^*}}, \quad (4)$$

где $F_{c1} = \pi D_1 h_{c1} \sin \alpha_1$; $F_{w2} = \pi D_2 h_2 \sin \beta_2$;

$m = f(k; R_T) = \text{const}$; λ_{c1} ;

λ_{w2} ; $\psi(\lambda_{c1})$; $\psi(\lambda_{w2})$

- газодинамические функции.

В итоге из (2) после преобразований получим

$$\left(\frac{h_2}{h_{c1}} \right) = \frac{1}{\bar{D}} \left(\frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_2} \right) \left(\frac{\psi(\lambda_{c1})}{\psi(\lambda_{w2})} \right) \left(\frac{P_1}{P_2} \right) \sqrt{\frac{T_{w2}^*}{T_0^*}} \left(1 - 0,12 \sqrt{\frac{g_T}{1 - g_T} + 0,05} \right), \quad (5)$$

где $\bar{D} = \frac{D_2}{D_1}$ - относительный диаметр рабочего колеса, характеризующий тип турбины: в осевой $\bar{D} = 1$, в центробежной $\bar{D} < 1$. Таким образом, уравнение (5), как и все, включающие \bar{D} , являются универсальными, пригодными для любого типа МТ. Поскольку уравнение (5) справедливо для одной и той же ТМ на любом режиме ψ , то, подставив в правую часть его значения всех параметров из предварительно произведенного газодинамического расчета турбины на расчетном режиме, получим величину отношения высот лопаток РК и СА $\left(\frac{h_2}{h_{c1}} \right)_p$, необходимую для реализации заданных параметров на расчетном режиме (индекс - p). Следует иметь в виду, что принятым исходным параметром конкретной турбины на расчетном режиме соответствует единственное соотношение высот лопаток $\left(\frac{h_2}{h_{c1}} \right)_p$, определяемое в ходе газодинамического расчета. Было бы ошибкой, приняв определенные значения исходных параметров, изменять затем (например из конструктивных соображений) соотношение $\frac{h_2}{h_{c1}}$, ибо это неизбежно вызовет изменение P_1, g_T и всех остальных параметров.

Так как геометрия одной и той же турбины с изменением y не изменяется, то, очевидно, на нерасчетном режиме при $y \geq y_p$ имеет место равенство $\left(\frac{h_2}{h_{c1}}\right) = \left(\frac{h_2}{h_{c1p}}\right) = const$, и уравнение (5) принимает вид

$$\left(\frac{h_2}{h_{c1p}}\right) = \frac{1}{D} \left(\frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_2}\right) \left(\frac{y(\lambda_{c1})}{y(\lambda_{w2})}\right) \left(\frac{P_1}{P_2}\right) \sqrt{\frac{T_{w2}^*}{T_0^*}} \left(1 - 0,12 \sqrt{\frac{q_T}{1 - q_T} + 0,05}\right). \quad (6)$$

В этом уравнении искомая q_T нерасчетного режима содержится во всех параметрах за исключением α_1 и β_2 . Установив уравнение связи между параметрами λ_{c1} , λ_{w2} , P_1 ; T_{w2}^* и искомой

$$q_T = \frac{i_1 - i_{25}}{\frac{C_p^2}{2}}, \quad (7)$$

можно решить уравнение (6) относительно q_T методом последовательных приближений на ЭВМ.

После определения при принятом параметре y параметров q_T , P_1 , λ_{c1} , $y(\lambda_{c1})$ по формуле (3) однозначно определяется соответствующий расход газа G_{c1} через турбину.

Рассмотрим расчет характеристики $\eta_T = f(y)$. Если внутренняя работа турбины L_T меньше окружной L_U на величину потерь от дискового трения $L_{тр.д}$ и потерь на утечки газа в зазоре $L_{ут}$, то справедливо равенство

$$\eta_T = \eta_U - \xi_{тр.д} - \xi_{ут}, \quad (8)$$

где в соответствии с принятыми допущениями

$$\xi_{тр.д} = \frac{0,3}{\sqrt{1 - q_T}} y^3; \quad \xi_{ут} = \left(0,12 \sqrt{\frac{q_T}{1 - q_T} + 0,05}\right) \eta_U.$$

Тогда уравнение (8) принимает вид

$$\eta_T = \left(1 - 0,12 \sqrt{\frac{q_T}{1 - q_T} + 0,05}\right) \eta_U - \frac{0,3}{\sqrt{1 - q_T}} y^3. \quad (9)$$

В уравнении (9) потери от нерасчетности обтекания лопаток РК учитываются посредством переменного коэффициента ψ_T в расчетной зависимости $\eta_U = f(y)$, имеющей вид [2]

$$\eta_u = 2y \left(\varphi \cos \alpha_r \sqrt{1 - \varrho_r} - \bar{D}^2 y + \bar{D} \psi_r \cos \beta_2 \frac{W_{2s}}{C_s} \right). \quad (10)$$

Последняя характеристика $N_T = f(y)$ рассчитывается с использованием полученных выше характеристик $G_T = f(y)$ и $\eta_T = f(y)$ в соответствии с формулой

$$N_T = G_T L_s \eta_T. \quad (11)$$

Рассмотренная методика позволяет построить главные характеристики МТ во всем диапазоне изменения y от $y = 0$ до $y = y_{xx}$ холостого хода, соответствующего равенству $\eta_T = 0$ или $N_T = 0$ с учетом изменения ϱ_r и ψ_r . Принятие в некоторых методиках расчета $\varrho_r = const$ и $\psi_r = const$ приводит к существенному изменению протекания зависимости $\eta_u = f(y)$, особенно в центростремительной МТ, что является важным обстоятельством в теории и практике МТ.

Библиографический список

1. Надточий О.А., Наталевич А.С., Сукчев В.М. К вопросу о потребной мощности для малоразмерных турбодетандеров // Проблемы аэродинамики компрессоров газотурбинных двигателей: Тез. докл. Всесоюз. семинара. Харьков, 27-29 января 1982 г. / Харьков. авиац. ин-т. Харьков, 1982. 59 с. Деп. в ВИНТИ 27.06.83. № 3457.

2. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. М.: Машиностроение. 1970. 208 с.

УДК 537.521.621.6

В.Т.Волов, Х.Д.Ламажапов, А.Д.Марголин,
В.М.Шмелев

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕУСТОЙЧИВЫХ РЕЖИМОВ
ВИХРЕВОГО ТЛЕЮЩЕГО РАЗРЯДА

Проведено экспериментальное исследование вихревого тлеющего разряда с целью определе-

Вихревой эффект
и его применение в технике.
Самара, 1992

ISBN 5-230-16926-5