

ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТОРМОЗНЫХ СТУПЕНЕЙ ОСЕВЫХ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ТУРБИН

© 2002 Н. Ф. Мусаткин, В. М. Радько

Самарский государственный аэрокосмический университет

Приведены результаты расчётно-экспериментальных исследований газодинамического проектирования многоступенчатых осевых микротурбин с ограниченной частотой вращения и даны рекомендации по определению числа тормозных ступеней и конструктивно-геометрических параметров профилей рабочих колёс.

Надёжность функционирования любого автономного бортового турбоагрегата (БТА) во многом определяется наличием регулятора частоты вращения n_p , который должен предотвращать превышение её предельных значений n_n . Разница между величинами n_n и рабочей частоты вращения n_p определяется особенностями работы турбопривода и, как правило, не превышает уровня $(0,10...0,15) \cdot n_p$ [1].

Среди различных регуляторов для БТА наиболее предпочтительны механо-газодинамические, которые работают по принципу «включения дополнительных тормозных лопаточных венцов» в случае $n_i > n_p$ [2].

Турбинные двигатели с таким регулятором представляют собой многоступенчатые осевые малоразмерные турбины (МОМТ) со ступенями скорости. При этом первые одна-две ступени являются рабочими, а остальные - тормозными.

Однако широкое применение таких конструкций ограничено в настоящее время по следующим причинам:

- 1) отсутствуют надёжные методики по определению числа тормозных ступеней (z_T);
- 2) нет данных по выбору режимных и конструктивно-геометрических параметров лопаточных венцов тормозных ступеней.

С целью устранения указанных причин в настоящей статье выполнено обобщение расчётно-экспериментальных данных, полученных в отраслевой научно-исследовательской лаборатории микроэнергетики Самарского государственного аэрокосмического университета.

Методика по определению z_T может быть разработана, если исходить из предпосылки, что требуемое снижение мощности ΔN_T турбины в интервале $(n_n - n_p)$ задано. Кроме того, будем полагать, что на частоте вращения $n_i = n_p$ тормозные ступени работают в режиме холостого хода, т. е. величина n_p для основных ступеней является величиной частоты вращения холостого хода $n_{x,x}$ для тормозных.

Известно [1], что в осевой ступени режиму холостого хода соответствует предельный план скоростей, приведенный на рис. 1, а. Абсолютная C и относительная w скорости потока, а также углы потока в абсолютном и относительном движениях α и β соответственно на входе в рабочее колесо (РК) имеют индекс «1», на выходе из него – «2». Величина окружной скорости u_j связана с частотой вращения известным соотношением

$$u_j = \frac{\pi D_j n}{60},$$

где D_j – диаметр, на котором расположена j -ая элементарная ступень. Индекс j в дальнейшем изложении будем опускать.

В рассмотренном случае удельная работа ступени $H_{ту} = u \Delta C_u \approx 0$, так как $u = u_{max}$, а величина закрутки ΔC_u близка к нулю.

Однако для типичных значений углов потока ($\alpha_1 = 15...20^\circ$; $\beta_2 = 15...25^\circ$) и степени понижения давления ($\pi_T = 10...20$) величина u_{max} составляет 400...500 м/с. Для ступеней МОМТ средний диаметр РК $D_{cp} = 0,08...0,1$ м, поэтому значения $n_{x,x}$ находятся

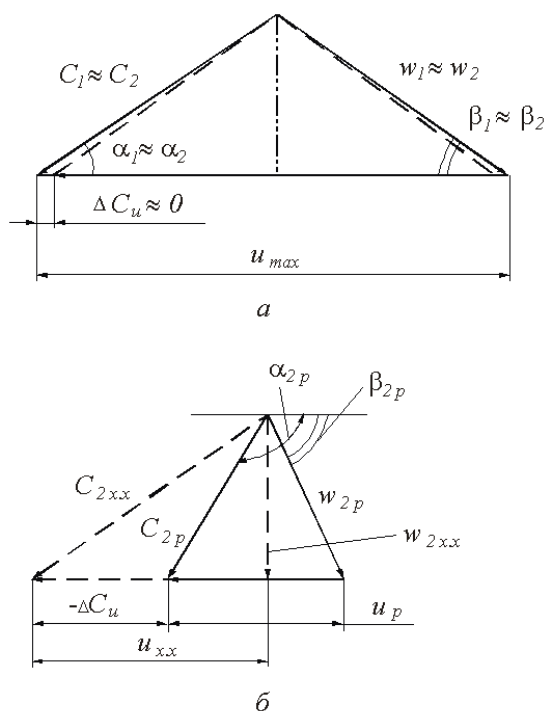


Рис. 1

в пределах $(110...140) \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$. БТА не могут выдержать такие n_i по условиям прочности [2].

Тем не менее, если в тормозных ступенях реализовать повышенные значения углов α_1 и β_2 , то величина $n_{x,x}$ может быть снижена до уровня $n_i = n_p$. Так, например, расчётные исследования показали, что при тех же π_T , но для углов $\alpha_1 = 35...40^\circ$ и $\beta_2 = 40...45^\circ$ величина $n_{x,x}$ в тормозных ступенях не превышает $(40...65) \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$, т. е. соизмерима с величиной n_p для основных ступеней.

Следовательно, при увеличении частоты вращения основных ступеней от n_p до n_{xx} , тормозная ступень начинает работать в режиме поглощения мощности (рис. 1, б).

Величина отрицательной закрутки потока ($-\Delta C_u$) в тормозной ступени может быть увеличена (пунктирный план скорости на рис. 1, б), если реализовывать срывной режим обтекания на выходных кромках (в этом случае $\beta_2 = 90^\circ$) [3].

При этих условиях величина суммарной закрутки потока ($\beta_{1л}$), необходимая для обеспечения заданного закона изменения

ΔN_T в интервале $(n_n - n_p)$, может быть найдена из уравнения энергии

$$\Delta C_{uT} = \frac{\Delta N_T}{G u_n}, \quad (1)$$

где G - секундный расход рабочего тела через МОМТ; u_n - предельная окружная скорость основной турбины, определяемая величиной n_n .

Отрицательная закрутка потока в одной тормозной ступени для случая срывного обтекания (рис. 1, б) легко определяется из плана скоростей

$$\Delta C_{u \text{ ст}} = (u_{x,x} - u_p) + w_{2p} \cos \beta_{2p}, \quad (2)$$

где $u_{x,x}$ — окружная скорость на холостом ходу есть величина u_n для основных ступеней; w_{2p} , β_{2p} - соответственно значения относительной скорости и угла потока на выходе из тормозной ступени при $n_i = n_p$.

Тогда потребное число тормозных ступеней может быть найдено по формуле

$$z_T = \frac{\Delta C_{uT}}{\Delta C_{u \text{ ст}}}. \quad (3)$$

Из приведенных выше соображений следует, что первая задача (задача определения z_T) неразрывно связана со второй (отработкой аэродинамической формы профилей сопловых аппаратов (СА) и РК тормозных ступеней).

Вторая задача решалась экспериментально на стенде для продувок кольцевых решёток осевых малоразмерных турбин (ОМТ) с помощью колеса-ловушки [4]. Продувки решёток производились на сжатом воздухе при температурах $T_0^* = 270...320 \text{ К}$ и степенях понижения давления $\pi_T = 1...1,05$ (решётки выполнялись активными). Имитация расчётных значений скоростей C_i и w_p , а также углов потока α_i , β_i и угла атаки i , определяемому как разность между конструктивным углом на входе в РК $\beta_{1л}$ и углом β_1 , осуществлялась с помощью специальных технологических СА [3]. Значение чисел Рейнольд-

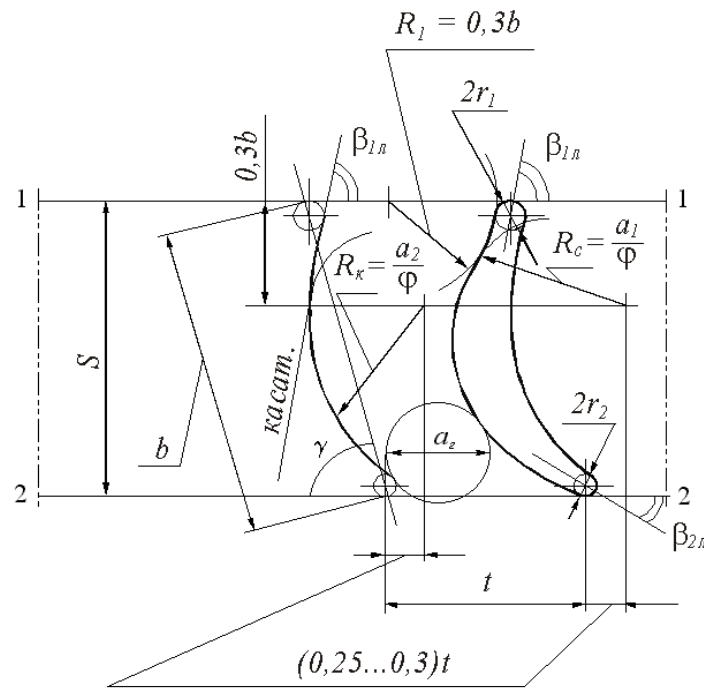


Рис. 2

са Re изменялось в пределах $(2...8) \cdot 10^5$, а число Маха M_{w2} - в интервале $0,6...1,1$. Это соответствует типичному диапазону чисел Re и M_{w2} , характеризующих эксплуатационные режимы БТА.

В процессе снимались зависимости коэффициентов скорости и углов выхода потока от приведенной скорости потока для СА и РК тормозных ступеней.

Наличие срывного режима на выходных кромках РК определялось по резкому (на $10...15\%$ по отношению к расчетному режиму) снижению $\psi_{РК}$, а начало тормозного эффекта - по изменению положения рычажных весов устройства для продувки решёток.

При этом фиксировались соответствующие значения углов β_1 и β_2 , а также параметры опытных решёток: относительного шага $\bar{t} = t/b$, их удлинения $\bar{h} = h/S$ (h - высота лопаток), угла атаки i и других. В общей сложности было исследовано более пятидесяти кольцевых решёток.

Основные результаты сводятся к следующему.

1) СА тормозных ступеней целесообразно выполнять с величиной конструктивного угла на выходе из СА $\alpha_{0л} = 35...40^\circ$, конструк-

тивный угол на входе в СА $\alpha_{0л}$ при этом определяется расчётной величиной угла α_{2p} на выходе из предыдущей ступени. Форма профиля СА тормозной ступени не имеет каких-либо особенностей и может выполняться в соответствии с рекомендациями [3].

2) Для достижения устойчивого срыва потока на выходной кромке РК тормозной ступени необходимо обеспечить угол атаки i , равный углу β_{1p} , т. е. угол $\beta_{1л}$ должен равняться величине $2\beta_{1p}$ - удвоенному кинематическому углу потока в относительном движении на расчетном режиме. Конструктивный угол $\beta_{2л}$ при этом выполняется равным $40...45^\circ$. Относительный шаг \bar{t} решётки РК должен выбираться в диапазоне значений: $1,1...1,2$, а удлинение \bar{h} в пределах $0,25...0,30$.

3) Максимальный тормозной эффект достигается в случае использования профилей лопаток РК, изображенных на рис. 2. Характерным для них является то, что на спинке профиля РК в области входной кромки выполняется «выемка» радиусом $R_1 = 0,3b$, а центр радиуса располагается на линии входного фронта решётки. Окружности с диаметрами $2r_1$ и $2r_2$, очерчивающие соответственно входную и выходную кромки лопаток, рас-

полагаются на расстоянии шага t друг от друга, касаясь входного и выходного фронтов решётки, имеющей ширину S . Тогда взаимное положение центров названных окружностей определяется величиной хорды b .

4) Основную часть контура профиля РК тормозной ступени целесообразно выполнять по гиперболическим спиралям вида $R_c = a_1/\varphi$ и $R_k = a_2/\varphi$ (рис. 2). При этом константы a_1 и a_2 определяются пропускной способностью решётки [3], а центры спиралей находятся на линии, параллельной входному фронту решётки. Осевые координаты центров удалены от последнего на расстоянии $0,3b$, а окружные - на расстоянии $(0,25...0,30)t$ от геометрического центра выходной кромки (рис. 2).

5) Величины радиусов входной и выходной кромок r_1, r_2 соответственно, горло решётки a_2 , а также угол установки профиля γ , определяются пропускной способностью решётки на расчётном режиме, т. е. в случае $n_i = n_p$.

Для оценки справедливости полученных рекомендаций была спроектирована двухступенчатая ОМТ по следующим исходным данным: $T_0^* = 310$ К; $P_0^* = 10^3$ кПа; $n_p = 45 \cdot 10^3$ мин⁻¹; $n_{II} = 50 \cdot 10^3$ мин⁻¹.

Расчёты показали, что для ограничения величины n_{II} требуются три тормозные ступени. Эти ступени были выполнены в соответствии с полученными рекомендациями и при испытаниях последовательно устанавливались на вал основной турбины.

Испытания проводились на тормозном стенде, аналогичном описанному в работе [5]. Последний позволял измерять внутреннюю мощность турбины N_T с наиболее вероятной погрешностью $\pm 1,2\%$, а частоту вращения - $\pm 0,5\%$.

Опытная зависимость $\bar{N} = f(\bar{n})$ приведена на рис. 3. При этом величина \bar{N} определялась как отношение текущего значения мощности N_i к её расчётному значению N_p , а \bar{n} - соответственно как отношение n_i/n_p .

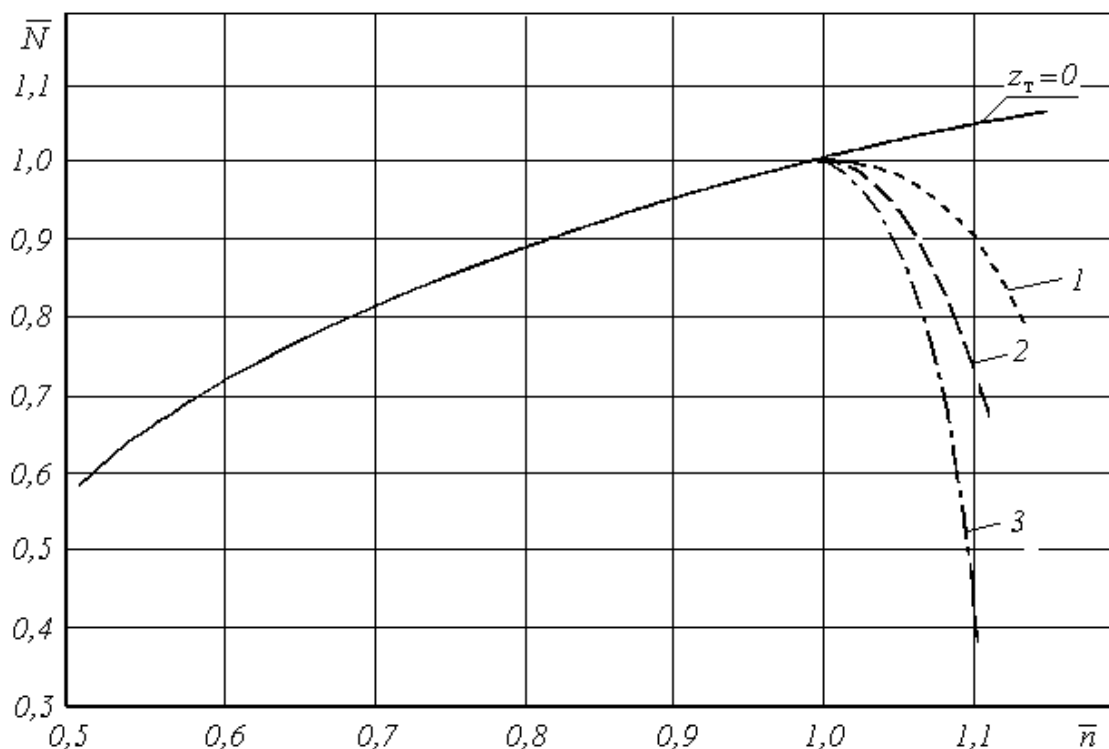


Рис. 3

При $\bar{n} > 1$ тормозные ступени работают в режиме поглощения мощности (рис. 3). Так, например, при увеличении \bar{n} от 1 до 1,1 три тормозных ступени поглощают 60% от N_p . Отметим, что одна тормозная ступень поглощает при этом лишь 10% от N_p , а при установке последующих ступеней этот эффект усиливается пропорционально величине $z_i \sqrt{z_i}$ (здесь z_i - порядковый номер тормозной ступени). Последнее обстоятельство указывает на то, что формула (3) позволяет определить приближённое значение величины z_t . Но, с другой стороны, эта величина z_t вычисляется «с запасом», что способствует повышению надёжности выполнения ограничения на значения n_n .

Таким образом, поставленная задача проектирования МОМТ с ограниченной частотой вращения решена: даны рекомендации по определению числа тормозных ступеней и конструктивно-геометрических параметров профилей рабочих колёс.

Список литературы

1. Быков Н. Н., Емин О. Н. Выбор параметров и расчёт маломощных турбин для привода агрегатов. М.: Машиностроение, 1972, 228 с.
2. Наталевич А. С. Воздушные микро-турбины. М.: Машиностроение, 1970, 208 с.
3. Мусаткин Н. Ф. Исследование влияния основных конструктивных соотношений тракта на экономичность осевых воздушных микротурбин / Автореф. дис. канд. техн. наук, Куйбышев, 1978, 186 с.
4. Вьюнышев В. Н., Матвеев В. Н., Тихонов Н. Т. Установка для статической продувки сопловых аппаратов и рабочих колёс микротурбин // Испытания авиационных двигателей / Уфа: УАИ, № 11, 1983, С. 66-69.
5. Пфайфле Э. Э., Тихонов Н. Т. Модернизированная тормозная установка для исследований и промышленных испытаний микротурбин // Испытания авиационных двигателей / Уфа: УАИ, № 16, 1988, С. 16-21.

GAS-DYNAMIC DESIGN OF BRAKE STEPS FOR AXIAL MICROTURBINES

©2002 N. F. Musatkin, V. M. Rad'ko

Samara State Aerospace University

The calculation and research of gas-dynamic design of multistage axial microturbines with the limited frequency of rotation are given. The generalization of the results of this research as the recommendations by definition of number of brake steps and constructive-geometrical parameters of structures of working wheels of these steps is executed.