

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОЙ ОКРУЖНОЙ СКОРОСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНЫ

С.М.Ванев, канд. техн. наук;

*С.К.Королев**, старший научный сотрудник;

А.С.Бережной, аспирант,

Сумский государственный университет;

*ОАО «Сумское НПО им. М.В.Фрунзе»

В статье получено уравнение для определения окружной скорости рабочего колеса струйно-реактивной турбины, соответствующей максимальному значению КПД.

Ключевые слова: струйно-реактивная турбина, окружная скорость, приведенная окружная скорость, относительная скорость, абсолютная скорость, коэффициент полезного действия, максимальное значение коэффициента полезного действия.

У статті отримано рівняння для визначення колової швидкості робочого колеса струйно-реактивної турбіни, яка відповідає максимальному значенню ККД.

Ключові слова: струйно-реактивна турбіна, колова швидкість, приведена колова швидкість, відносна швидкість, абсолютна швидкість, коефіцієнт корисної дії, максимальне значення коефіцієнта корисної дії.

Струйно-реактивные турбины (СРТ) применяются как в реверсивном (рис. 1), так и в нереверсивном (рис. 2) исполнениях.

Конструктивно СРТ очень проста (см. рис. 1, 2). Она содержит подводящее устройство (питающее сопло) 1 и ротор, состоящий из полого вала 2 и рабочего колеса, выполненного в виде двух или более радиальных трубок 3, консольно закрепленных (приваренных) на валу, на свободном конце которых имеются тангенциально направленные тяговые сопла (ТС) 4. Полости вала и трубок соединены и образуют непрерывный газовый тракт от торцевого входа в осевой канал (полость) вала до ТС.

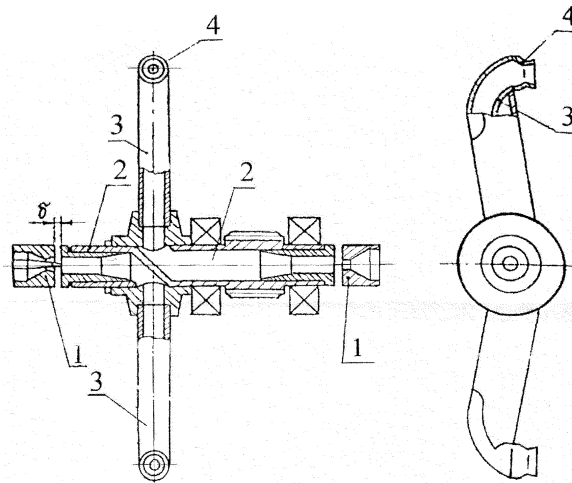


Рисунок 1 - Схема реверсивной струйно-реактивной турбины

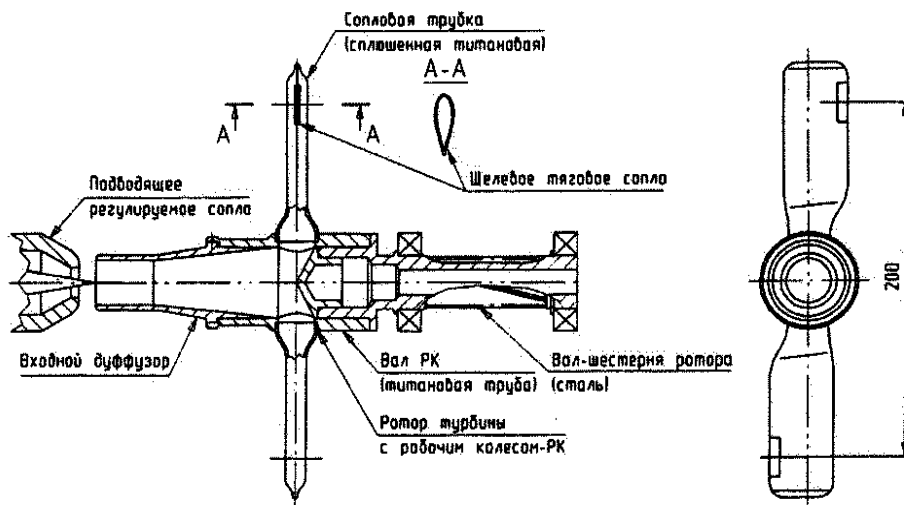


Рисунок 2 - Схема неперверсивной струйно-реактивной турбины

Принцип действия СРТ заключается в преобразовании потенциальной энергии сжатого газа в кинетическую энергию сверхзвуковой струи, истекающей из тягового сопла. В результате образуется реактивная сила тяги на ТС и, соответственно, крутящий момент на валу турбины, а при вращении вала совершается механическая работа.

В работах [1], [2] рассмотрены структура потерь энергии, структура КПД и методика расчета характеристик струйно-реактивной турбины, но в теории и практике проектирования турбомашин важное значение также имеет зависимость КПД турбины от приведенной окружной скорости рабочего колеса \bar{U} .

Безразмерный коэффициент \bar{U} очень широко используется в теории турбомашин и характеризует нагруженность турбины, связывая воедино параметры, характеризующие физические свойства рабочего тела и состояние потока газа на входе и выходе турбины, с конструктивными величинами и частотой вращения вала турбины:

$$\bar{U} = \frac{U}{C_s} = \frac{\pi L n_T}{30 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_n^* \left[1 - \left(\frac{P_{окр.ср}}{P_n^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}}$$

где U - окружная скорость потока газа в центре среза тягового сопла;

C_s - скорость, соответствующая изоэнтропной работе h_s , т.е. скорость, которую имел бы 1 кг газа при расширении без каких-либо потерь энергии и теплообмена с окружающей средой от параметров торможения на входе в турбину до давления окружающей среды;

L - расстояние от центра среза тягового сопла до оси вращения;

ω_T - угловая скорость вала СРТ;

k - показатель изоэнтропы;

R - удельная газовая постоянная;

T_n^* , P_n^* - температура и давление торможения на входе в турбину (перед питающим соплом);

$P_{окр.ср}$ - давление окружающей среды.

Получим зависимость КПД струйно-реактивной турбины от приведенной окружной скорости рабочего колеса на срезе тягового сопла $\eta_T = f(\bar{U})$. При этом под КПД СРТ понимается отношение мощности на валу турбины к располагаемой мощности

$$\eta_T = \frac{N_T}{N_s} = \frac{N_T}{G_n h_s},$$

где η_T - изоэнтروпный КПД СРТ;

N_T - мощность на валу СРТ;

N_s - располагаемая мощность (работа в единицу времени, которую может совершить рабочее тело в изоэнтропном процессе расширения в том же диапазоне давлений, что и в действительном процессе);

G_n - расход газа через питающее сопло СРТ;

h_s - изоэнтропная работа расширения 1 кг рабочего тела от параметров торможения на входе СРТ (P_n^*, T_n^*) до давления окружающей среды ($P_{окр.ср}$)

$$h_s = \frac{k}{k-1} RT_n^* \left[1 - \left(\frac{P_{окр.ср}}{P_n^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

В статье [1] была получена следующая зависимость для КПД СРТ:

$$\eta_T = \frac{C_{ср.м} U}{h_s} (1 - \alpha_{ym}) - \frac{K_{с.в} U^3}{L^3 G_n h_s},$$

где $C_{ср.м}$ - скорость газа на срезе тягового сопла в абсолютном движении;

α_{ym} - коэффициент утечек в окружающую среду;

$K_{с.в}$ - комплексный коэффициент аэродинамического сопротивления вращающегося ротора.

Учитывая, что

$$C_{ср.м} = W_{ср.м} - U,$$

где $W_{ср.м}$ - скорость газа на срезе (в выходном сечении) тягового сопла в относительном движении, имеем

$$\eta_T = \frac{(W_{ср.м} - U)U}{h_s} (1 - \alpha_{ym}) - \frac{K_{с.в} U^3}{L^3 G_n h_s}. \quad (1)$$

В [2] получена зависимость $W_{ср.м} = f(U)$:

$$W_{ср.м} = \sqrt{\left(C_{ср.м}^2 \right)_{n=0} + \frac{k-1}{k+1} \left(\lambda_{ср.м}^2 \right)_{n=0} U^2},$$

где $\left(C_{ср.м} \right)_{n=0}$ - скорость газа на срезе ТС в пусковом режиме;

$(\lambda_{cp.m})_{n=0}$ - безразмерная (приведенная) скорость потока газа на срезе ТС в пусковом режиме

$$(\lambda_{cp.m})_{n=0} = \frac{(C_{cp.m})_{n=0}}{(a_{кр.ср.м})_{n=0}},$$

где $(a_{кр.ср.м})_{n=0}$ - критическая скорость на срезе ТС в пусковом режиме, равная критической скорости, подсчитанной по температуре T_n^* :

$$(a_{кр.ср.м})_{n=0} = a_{кр.н} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_n^*}.$$

Тогда

$$W_{cp.m} = (C_{cp.m})_{n=0} \sqrt{1 + \frac{k-1}{2kRT_n^*} U^2}.$$

Как видно из формулы, различие между скоростями $W_{cp.m}$ и $(C_{cp.m})_{n=0}$ тем больше, чем больше окружная скорость рабочего колеса U . Оценим эту разницу в виде относительной погрешности, получающейся при замене относительной скорости потока на срезе тягового сопла $W_{cp.m}$ на скорость потока на срезе тягового сопла для пускового режима $(C_{cp.m})_{n=0}$:

$$\varepsilon_W = \frac{W_{cp.m} - (C_{cp.m})_{n=0}}{W_{cp.m}} = 1 - \left(1 + \frac{k-1}{2kRT_n^*} U^2\right)^{-0,5}. \quad (2)$$

Используем условное число Маха, равное отношению окружной скорости рабочего колеса к скорости звука, определенной по условиям всасывания (так как скорости на входе в турбину незначительные (обычно до 50 м/с), то $T_n^* \approx T_n$):

$$M_U = \frac{U}{a_n} = \frac{U}{\sqrt{kRT_n}} \approx \frac{U}{\sqrt{kRT_n^*}}.$$

Тогда

$$\varepsilon_W = \frac{W_{cp.m} - (C_{cp.m})_{n=0}}{W_{cp.m}} = 1 - \left(1 + \frac{k-1}{2} M_U^2\right)^{-0,5}.$$

На рисунке 3 показана зависимость $\varepsilon_W = f(M_U)$ для природного газа ($k=1,3$) и для воздуха ($k=1,4$) при $T_n^*=300$ К. Видно, что погрешность ε_W увеличивается с увеличением показателя изоэнтропы газа k .

На рисунке 4 показана зависимость $M_U = f(U)$ для природного газа ($k=1,3$, $R=506,8$ Дж/(кг·К)) и для воздуха при $T_n^*=300$ К, а на рисунке 5 показана зависимость $\varepsilon_W = f(U)$ для тех же газов и условий. Из формулы (2) и графиков (см. рис. 5) видно, что погрешность ε_W

увеличивается с увеличением окружной скорости ротора и уменьшением удельной газовой постоянной (увеличением молекулярной массы газа).

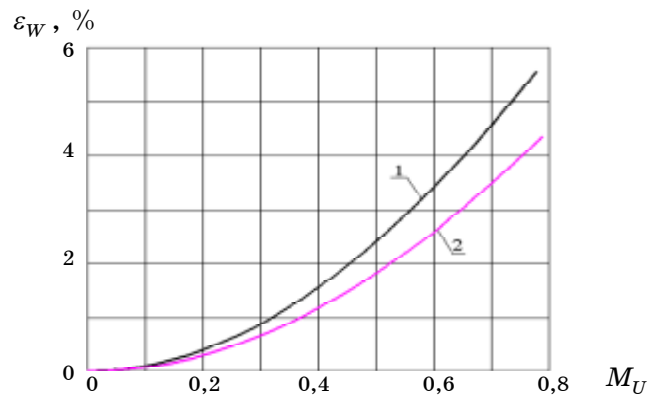


Рисунок 3 - Зависимость величины ε_W от условного числа Маха M_U и рода газа: 1 – воздух; 2 – природный газ

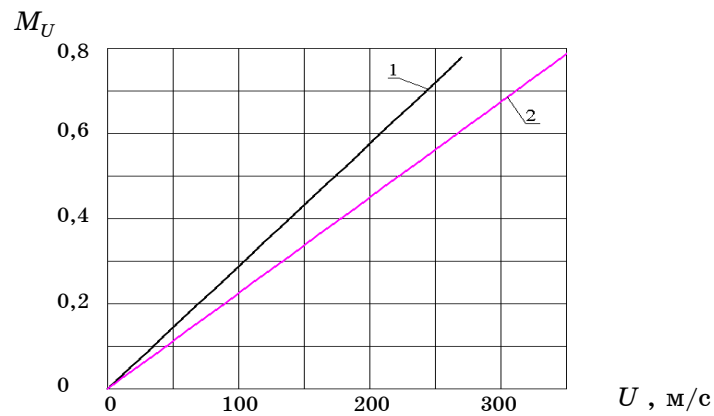


Рисунок 4 - Зависимость величины условного числа Маха M_U от окружной скорости рабочего колеса и рода газа: 1 – воздух; 2 – природный газ

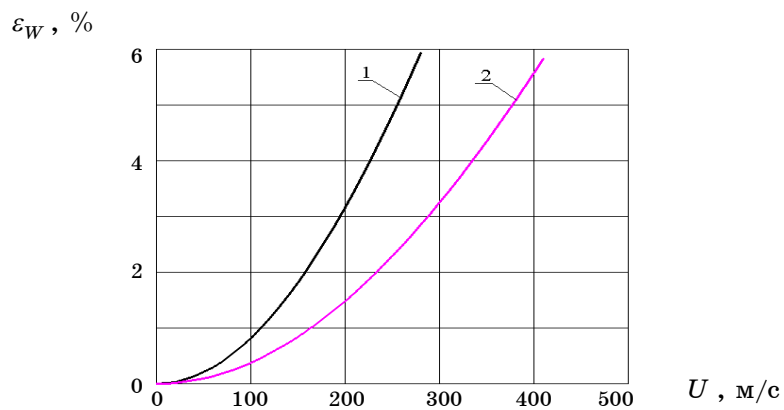


Рисунок 5 - Зависимость величины ε_W от окружной скорости рабочего колеса и рода газа: 1 – воздух; 2 – природный газ

Таким образом, в расчетах можно использовать более легко определяемое значение скорости $(C_{cp.m})_{n=0}$ вместо $W_{cp.m}$.

Если пренебречь разностью между $W_{cp.m}$ и $(C_{cp.m})_{n=0}$ то формулу (1) для КПД СРТ можно преобразовать к виду

$$\begin{aligned} \eta_T &= \frac{\left[(C_{cp.m})_{n=0} - U \right] U}{h_s} (1 - \alpha_{ym}) - \frac{K_{c.e} U^3}{L^3 G_n h_s} = \\ &= \frac{2 \left[(C_{cp.m})_{n=0} U - U^2 \right]}{C_s^2} (1 - \alpha_{ym}) - \frac{2 K_{c.e} U^3}{L^3 G_n C_s^2} = \\ &= 2(1 - \alpha_{ym}) \left[\frac{(C_{cp.m})_{n=0} \bar{U}}{C_s} - \bar{U}^2 \right] - \frac{2 K_{c.e} \bar{U}^3 C_s}{L^3 G_n}. \end{aligned}$$

Найдём оптимальную величину $(\bar{U})_{opt}$, соответствующую максимуму КПД, через экстремум функции $\eta_T = f(\bar{U})$.

Приравнявая $d\eta_T/d\bar{U} = 0$ и принимая $K_{c.e} = const$, получаем

$$\frac{d\eta_T}{d\bar{U}} = 2(1 - \alpha_{ym}) \left[\frac{(C_{cp.m})_{n=0}}{C_s} - 2\bar{U} \right] - \frac{6 K_{c.e} \bar{U}^2 C_s}{L^3 G_n} = 0.$$

Или

$$\frac{3 K_{c.e} \bar{U}^2 C_s}{L^3 G_n} + 2(1 - \alpha_{ym}) \bar{U} - (1 - \alpha_{ym}) \frac{(C_{cp.m})_{n=0}}{C_s} = 0.$$

Решая полученное уравнение относительно \bar{U} , имеем

$$\begin{aligned} (\bar{U})_{opt} &= \frac{-(1 - \alpha_{ym}) + \sqrt{(1 - \alpha_{ym})^2 + \frac{3 K_{c.e} (C_{cp.m})_{n=0} (1 - \alpha_{ym})}{L^3 G_n}}}{\frac{3 K_{c.e} C_s}{L^3 G_n}} = \\ &= \frac{L^3 G_n (1 - \alpha_{ym}) \left[\sqrt{1 + \frac{3 K_{c.e} (C_{cp.m})_{n=0}}{L^3 G_n (1 - \alpha_{ym})}} - 1 \right]}{3 K_{c.e} C_s}. \end{aligned} \quad (3)$$

При $\alpha_{ym} = 0$

$$(\bar{U})_{opt} = \frac{L^3 G_n \left[\sqrt{1 + \frac{3 K_{c.e} (C_{cp.m})_{n=0}}{L^3 G_n}} - 1 \right]}{3 K_{c.e} C_s}. \quad (4)$$

Оптимальная окружная скорость рабочего колеса

$$U_{onm} = \bar{U}_{onm} C_s. \quad (5)$$

На рисунке 6 показаны зависимости окружной скорости U_{onm} , вычисленной по формулам (4), (5), и окружной скорости $(U)_{\eta_{max}}$, соответствующей максимальному значению КПД на зависимости $\eta_T = f(U)$ и рассчитанной по программам расчета характеристик СРТ, от давления на входе в турбину P_n^* для воздуха при $T_n^* = 300$ К, $L = 0,1$ м, $d_{кр.н} = 4$ мм, $K_{с.б} = 6,5 \cdot 10^{-7}$ кг·м².

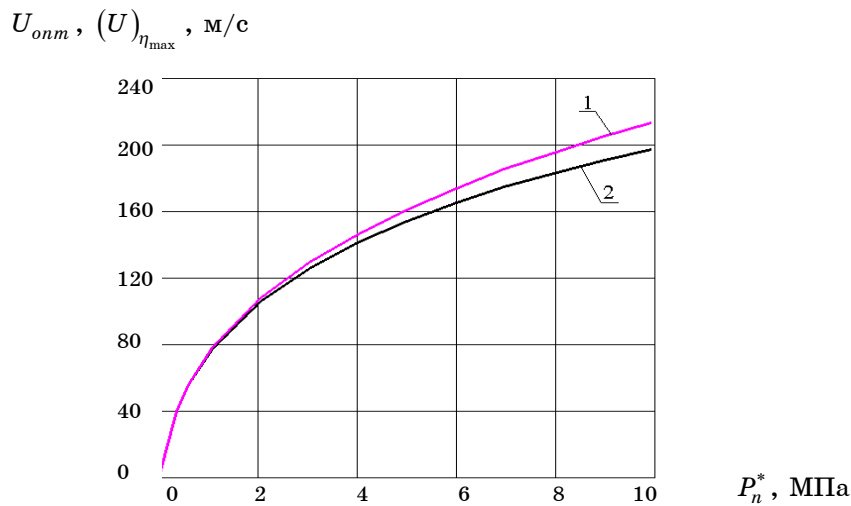


Рисунок 6 - Зависимости окружных скоростей U_{onm} и $(U)_{\eta_{max}}$ от давления на входе в турбину P_n^* :

1 - зависимость $(U)_{\eta_{max}} = f(P_n^*)$; 2 - зависимость $U_{onm} = f(P_n^*)$

Оценим погрешность в определении U_{onm} и \bar{U}_{onm} , появляющуюся из-за принятых выше допущений ($W_{ср.м} = (C_{ср.м})_{n=0}$; $\alpha_{ym} = 0$). На рисунке 7 показана зависимость $\varepsilon_{U_{onm}}$ от P_n^* , где

$$\varepsilon_{U_{onm}} = \frac{(U)_{\eta_{max}} - (U)_{onm}}{(U)_{\eta_{max}}} = \frac{(\bar{U})_{\eta_{max}} - (\bar{U})_{onm}}{(\bar{U})_{\eta_{max}}}, \quad (6)$$

где $(U)_{\eta_{max}}$ - окружная скорость, соответствующая максимальному значению КПД на зависимости $\eta_T = f(U)$, рассчитанной по программам расчета характеристик СРТ; $(\bar{U})_{\eta_{max}}$ - приведенная окружная скорость, соответствующая максимальному значению КПД на зависимости $\eta_T = f(\bar{U})$, рассчитанной по программам расчета характеристик СРТ.

На рисунке 8 показана зависимость $\varepsilon_{U_{onm}}$ от U_{onm} .

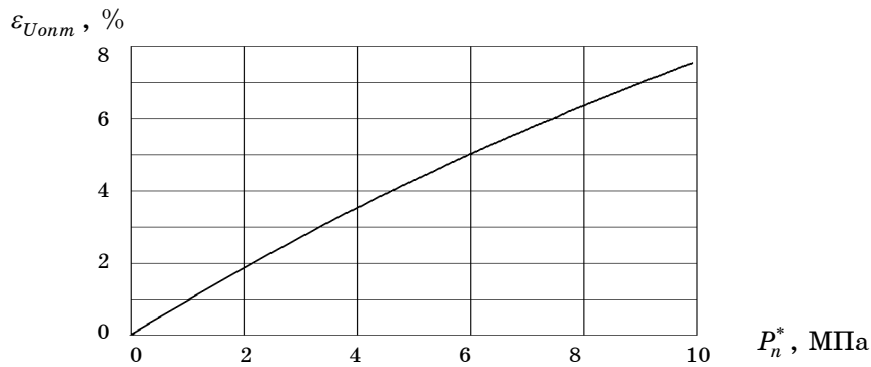


Рисунок 7 - Зависимость величины $\varepsilon_{U_{onm}}$ от давления на входе в турбину P_n^*

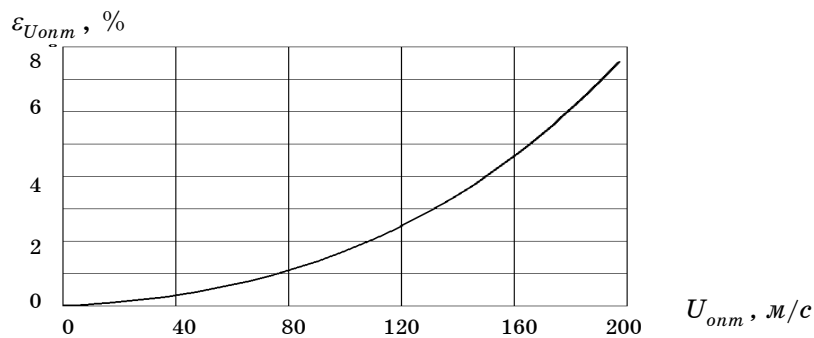


Рисунок 8 - Зависимости величины $\varepsilon_{U_{onm}}$ от U_{onm}

Из рисунков 7, 8 видно, что $\varepsilon_{U_{onm}}$ увеличивается с увеличением давления газа на входе в турбину и окружной скорости рабочего колеса.

Таким образом, по формулам (4), (5) вполне можно оценивать оптимальную окружную скорость ротора СРТ, а с использованием графика, изображенного на рисунке 8, уточнять эту скорость по формуле

$$(U)_{\eta_{\max}} = \frac{(U)_{onm}}{1 - \varepsilon_{U_{onm}}}.$$

SUMMARY

EVALUATION OF OPTIMUM ROTATIONAL VELOCITY OF THE RUNNER IN THE JET-REACTION TURBINE

S.M. Vaneyev, S.K. Korolyov, A.S. Berezhnoy*

Sumy State University, Sumy;

**Frunze SMSMU, Sumy*

The article is dedicated to receiving the equation for definition of rotational velocity of the runner in the jet-reaction turbine, corresponding to getting maximum value of efficiency.

Key words: *jet-reaction turbine, rotational velocity, relative rotational velocity, relative velocity, absolute velocity, efficiency factor, maximal efficiency factor.*

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ванев С.М. Структура потерь энергии и КПД струйно-реактивной газовой турбины // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2001. - № 9(30)-10(31). –С. 207-214.
2. Ванев С.М. Расчет характеристик струйно-реактивной турбины // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение. – 1999. - Вып.36.–С. 263-269.

Поступила в редакцию 25 ноября 2009 г.