

Краткие сообщения

УДК 620.93

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ МИКРОГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Б.Г. Дегтярь, А.Л. Карташев, А.А. Мартынов

Рассмотрены режимы работы энергетической микрогазотурбинной установки. Предложен подход к определению максимальной частоты вращения ротора турбокомпрессора установки, существенно влияющей на его конструктивное исполнение. По результатам математического моделирования получены зависимости характеристик энергетической микрогазотурбинной установки от частоты вращения ротора турбокомпрессора.

Ключевые слова: энергетическая микрогазотурбинная установка, турбокомпрессор, режим работы, математическое моделирование.

При проведении расчета режимов работы микрогазотурбинной установки (МГТУ) целесообразно оценить максимальную частоту вращения ротора турбокомпрессора, существенно влияющую на его конструктивное исполнение, геометрические и энергетические характеристики. Дело в том, что при увеличении частоты вращения ротора увеличивается степень повышения давления компрессора, уменьшаются геометрические размеры и момент инерции ротора турбокомпрессора, что благоприятно сказывается на динамических характеристиках МГТУ в целом. При этом, увеличение частоты вращения, во-первых, ограничено пределом прочности конструкционных материалов, во-вторых, величиной относительной скорости воздуха на входе в рабочее колесо компрессора, которая на всех режимах работы МГТУ должна оставаться дозвуковой.

Максимальная относительная скорость воздуха на входе в рабочее колесо однозначно определяется окружной и абсолютной скоростями на периферии входной кромки лопасти рабочего колеса. Окружная составляющая скорости однозначно определяется частотой вращения ротора и диаметром входной кромки на периферии, а абсолютная скорость по величине и направлению однозначно определяется расходом воздуха через компрессор и направлением вектора абсолютной скорости на входе в рабочее колесо.

Таким образом, конструктивно компрессор должен состоять из неподвижного направляющего аппарата (ННА) и центробежного либо осецентробежного рабочего колеса: в этом случае вектором относительной скорости можно управлять с помощью изменения частоты вращения, расхода и угла установки лопастей на выходе из ННА.

Для определения частоты вращения рабочего колеса воспользуемся кинематическими соотношениями во входном сечении рабочего колеса компрессора и уравнением расхода через компрессор [1].

Из треугольника скоростей (рис. 1) определим величину вектора относительной скорости по теореме косинусов

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1, \quad (1)$$

где w_1 , u_1 , c_1 – относительная, окружная и абсолютная скорости во входном сечении рабочего колеса на периферийном (внешнем) диаметре D_1 , α_1 – угол установки лопасти на периферии ННА.

Разделим соотношение (1) на квадрат скорости звука

$$a^2 = kRT \cdot \tau(M_{c1m}/\sin \alpha_1), \quad (2)$$

после преобразования которого получим квадратное уравнение относительно окружной скорости

$$u_1^2 - \frac{2M_{c1m}a(M_{c1m})}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \left(\frac{M_{c1m}^2}{(\sin \alpha_1)^2} - M_{w1} \right) (a(M_{c1m}))^2 = 0, \quad (3)$$

где M_{c1m} , M_{w1} – число Маха в меридиональном и относительном движении, $k = 1,4$ – показатель изоэнтропы, $R = 287,3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ – газовая постоянная, $\tau(M_{c1m}/\sin \alpha_1)$ – газодинамическая функция отношения температур.

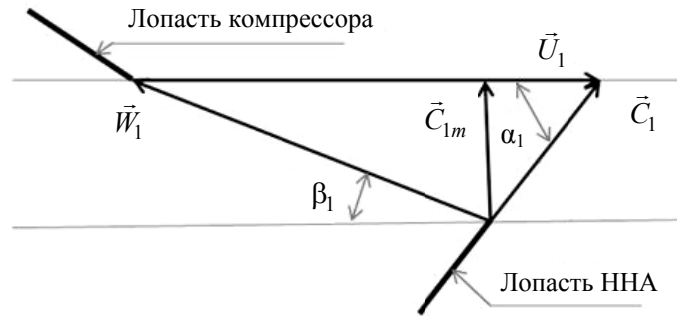


Рис. 1. План скоростей на периферии лопасти рабочего колеса (β_1 – угол набегающего потока)

В результате решения уравнения (3) определим максимальную окружную скорость

$$u_1 = \frac{a(M_{c1m})}{\operatorname{tg} \alpha_1} M_{c1m} + \sqrt{\left(\frac{a(M_{c1m})}{\operatorname{tg} \alpha_1}\right)^2 M_{c1m}^2 - \left(\frac{M_{c1m}}{(\sin \alpha_1)^2} - M_{w1}\right)^2 (a(M_{c1m}))^2} \quad (4)$$

на периферии входной кромки лопасти рабочего колеса, так как знак « \pm » дает отрицательное значение окружной скорости.

Следует отметить, что знание окружной скорости не позволяет однозначно определить частоту вращения ротора турбокомпрессора $\omega = \frac{2u_1}{D_1}$, зависящую от диаметра входа D_1 .

Для выбора единственного значения окружной скорости воспользуемся уравнением расхода

$$\dot{m}_B = \frac{A(k)\sigma_1 P_1^* F_m q(M_{c1m}/K_m)}{\sqrt{RT_1^*}} \quad (5)$$

где $A(k) = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ – газодинамический коэффициент, σ_1 – коэффициент восстановления давления, $q(M_{c1m}/K_m)$ – газодинамическая функция плотности потока массы, K_m – коэффициент, учитывающий неравномерность осевых составляющих скоростей и стеснение потока лопастями,

$$F_m = \frac{\pi D_1^2}{4} (1 - \bar{d}_{BT}^2) = u_1^2 \frac{\pi(1 - \bar{d}_{BT}^2)}{\omega^2} \quad (6)$$

площадь меридионального сечения, \bar{d}_{BT} – относительный диаметр втулки.

Подставим (6) в (5), и, разрешив полученное выражение относительно квадрата окружной скорости, получим:

$$u_1^2 = \frac{\dot{m}_B \sqrt{RT_1^*} \omega^2}{A(k)\sigma_1 P_1^* \pi (1 - \bar{d}_{BT}^2) q(M_{c1m}/K_m)} \quad (7)$$

Возведем выражение (4) в квадрат и приравняем к правой части (7), а затем полученное равенство преобразуем таким образом, чтобы в левой части равенства оказались только исходные и искомые параметры. Получим два равнозначных комплекса вида

$$\begin{aligned} \frac{\dot{m}_B \omega^2}{\sigma_1 P_1^* (1 - \bar{d}_{BT}^2) \sqrt{T_1^*}} &= f(M_{c1m}, M_{w1}, \alpha_1) = \\ &= \left[\frac{M_{c1m}}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \sqrt{\left(\frac{M_{c1m}}{\operatorname{tg} \alpha_1}\right)^2 - \left(\frac{M_{c1m}}{\sin \alpha_1}\right) - M_{w1}} \right]^2 \pi k \sqrt{R} \tau \left(\frac{M_{c1m}}{\sin \alpha_1}\right) q\left(\frac{M_{c1m}}{K_m}\right). \end{aligned} \quad (8)$$

Разрешим уравнение (8) относительно частоты вращения ротора турбокомпрессора

$$\omega = \sqrt{\frac{[f(M_{c1m}, M_{w1}, \alpha_1)] \sigma_1 P_1^* (1 - \bar{d}_{BT}^2) \sqrt{T_1^*}}{\dot{m}_B}} \quad (9)$$

Очевидно, что максимальная частота вращения ротора будет тогда, когда функция $f(M_{c1m}, M_{w1}, \alpha_1)$ будет иметь максимальное значение (размерность функции – $\left[\frac{M}{c \cdot \sqrt{\text{град}}}\right]$). Зависимости функции $f(M_{c1m}, M_{w1}, \alpha_1)$ от числа Маха M_{c1m} при различных значениях M_{w1} и $\alpha_1 = 75^\circ$ приведены на рис. 2, а при различных значениях α_1 и при $M_{w1} = 0,9$ – на рис. 3.

Анализ графиков, приведенных на рис. 2, 3, показывает, что для обеспечения дозвукового течения на входе в рабочее колесо компрессора следует задавать $M_{w1} = 0,9$, а угол установки лопасти ННА выбирать из интервала от 75 до 90° , несмотря на то, что с уменьшением угла α_1 частота вращения ротора увеличивается.

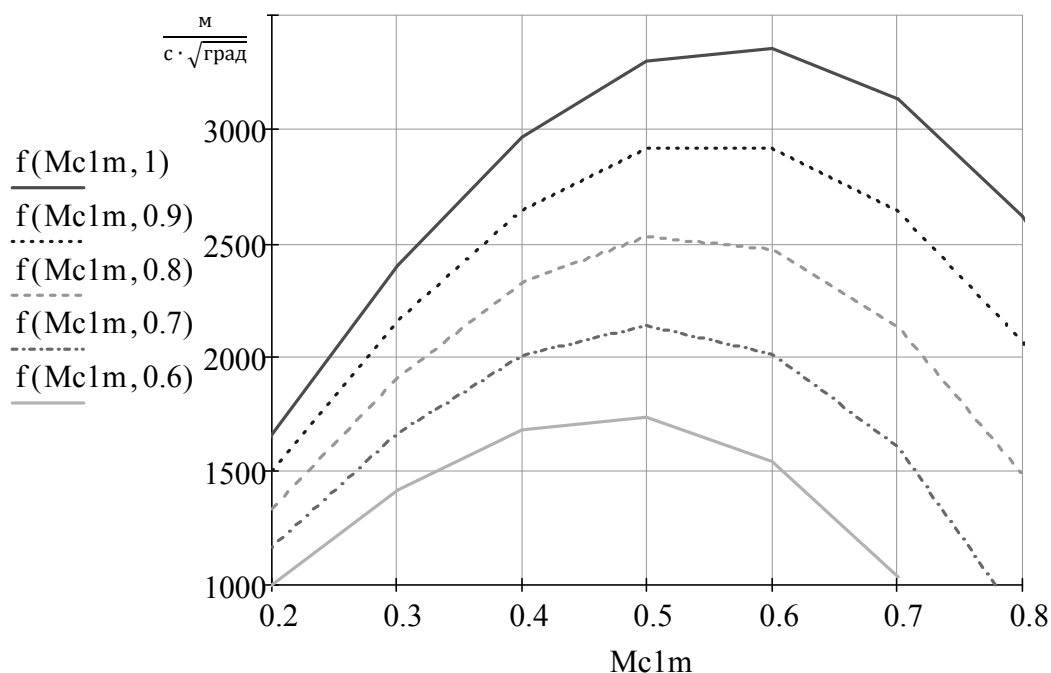


Рис. 2. Зависимость функции $f(M_{c1m}, M_{w1}, \alpha_1)$ от M_{c1m} при $\alpha_1 = 75^\circ$ и различных значениях M_{w1}

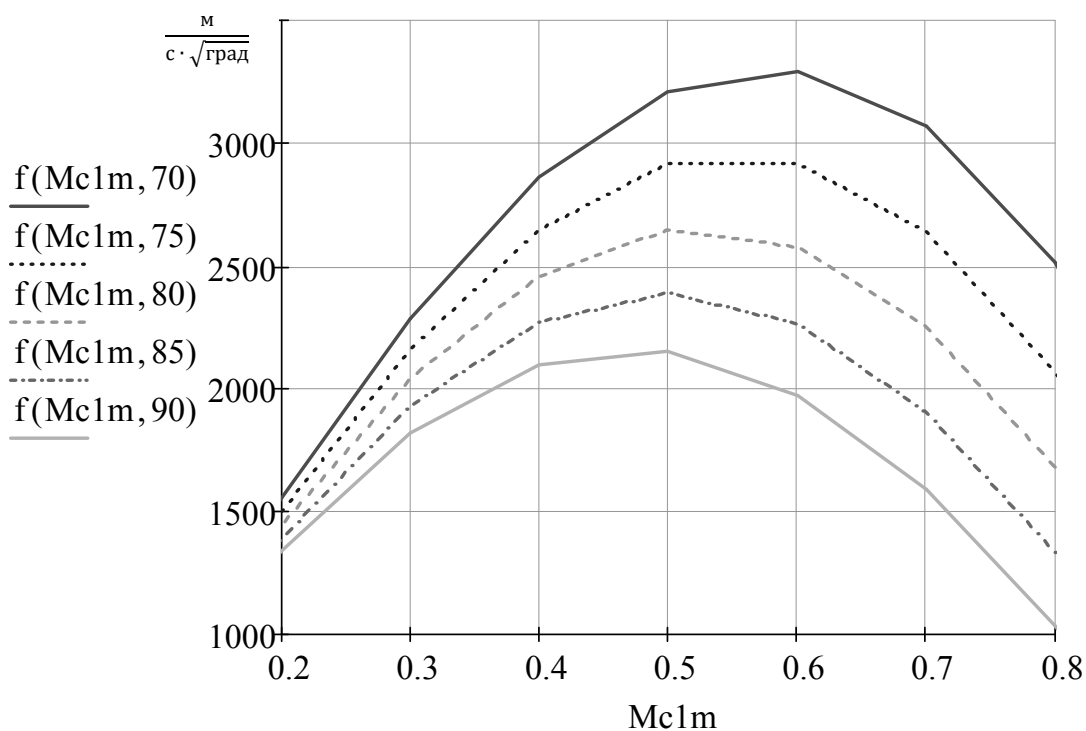


Рис. 3. Зависимость функции $f(M_{c1m}, M_{w1}, \alpha_1)$ от M_{c1m} при $M_{w1} = 0,9$ и различных значениях α_{1w1}

С уменьшением α_1 увеличивается подкрутка потока на входе в сторону вращения рабочего колеса, что приводит к снижению степени сжатия компрессора, при этом увеличиваются потери давления на ННА и снижается давление во входном сечении рабочего колеса. В результате снижается полное давление на выходе из компрессора и степень понижения давления на турбине, что приводит к увеличению расхода воздуха и снижению частоты вращения ротора.

Таким образом, по результатам проведенных исследований могут быть сделаны следующие выводы. Разработана методика определения максимальной частоты вращения ротора турбоком-

прессора. По результатам математического моделирования получены соотношения, позволяющие оценить предельную частоту вращения ротора турбокомпрессора, обеспечивающую дозвуковое течение на входе в компрессор на всех режимах работы МГТУ. Методика расчета и полученные результаты реализованы при разработке Технических предложений по выбору конструкции микрогазотурбинной установки нового поколения [2].

Литература

1. Чумаков, Ю.А. Газодинамический расчет центробежных компрессоров транспортных газотурбинных и комбинированных двигателей: учеб. пособие / Ю.А. Чумаков. – М.: МГТУ «МАМИ», 2009. – 72 с.

2. Пояснительная записка к Техническому предложению по выбору конструкции микрогазотурбинной установки нового поколения. – Челябинск: Издат. центр ЮУрГУ, 2013. – 145 с.

Работа выполнялась при финансовой поддержке Минобрнауки РФ в рамках проекта «Создание производства модельного ряда микротурбинных энергоустановок нового поколения» по договору № 02.G25.31.0078 от 23.05.2013 г.

Дегтярь Борис Григорьевич. Кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигатели летательных аппаратов», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск). Тел.: +79049321844; degtyarbg@mail.ru.

Карташев Александр Леонидович. Доктор технических наук, профессор кафедры «Летательные аппараты и автоматические установки», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск). Тел.: +79193458556; al_kartashev@mail.ru.

Мартынов Андрей Анатольевич. Инженер, ОАО СКБ «Турбина» (Челябинск). Тел.: +79068918614; andmartynov@list.ru.

**Bulletin of the South Ural State University
Series “Mechanical Engineering Industry”
2013, vol. 13, no. 2, pp. 132–135**

RESEARCH OF OPERATING REGIME OF POWER MICRO GAS TURBINE INSTALLATION

B.G. Degtyar, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, degtyarbg@mail.ru,

A.L. Kartashev, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, al_kartashev@mail.ru,

A.A. Martynov, OAO SKB «Turbina», Chelyabinsk, Russian Federation, andmartynov@list.ru

The operating regimes of power micro gas turbine installation are considered. The approach to definition of maximal frequency of rotation of turbocompressor rotor is proposed. By results of mathematical modeling dependences of characteristics of power micro gas turbine installation dynamic from frequency of rotation turbocompressor rotor are obtained.

Keywords: power micro gas turbine installation, turbocompressor, operating regime, mathematical modeling.

Поступила в редакцию 17 сентября 2013 г.