

УДК 621.515

*д.т.н. Замыцкий О.В.,  
к.т.н. Кривенко А.Ю.  
(КТУ, г. Кривой Рог, Украина)*

## **МОДЕЛЬ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА С УЧЕТОМ ПЕРЕТЕЧЕК В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ**

*Розроблена термогазодинамічна модель багатоступінчастого турбокомпресору з урахуванням перетічок у проточній частині, що включає процеси у впускному колекторі, ступенях стиснення й повітроохолоджувачах.*

**Ключові слова:** *термогазодинамічні процеси, модель, турбокомпресор.*

*Разработана термогазодинамическая модель многоступенчатого турбокомпрессора с учетом перетечек в проточной части, включающая процессы во впускном коллекторе, ступенях сжатия и воздухоохлаждителях.*

**Ключевые слова:** *термогазодинамические процессы, модель, турбокомпрессор.*

Для моделирования характеристик турбокомпрессора может быть использована математическая модель, отражающая реальные физические процессы, протекающие в компрессоре. Наиболее сложной является задача получения газодинамической характеристики ступени вновь проектируемого турбокомпрессора из-за сложности математического описания потерь в проточной части.

Результаты исследований по разработке такой модели без учета перетечек в проточной части опубликованы в работах [1, 2].

Целью данной работы является разработка термогазодинамической модели турбокомпрессора с учетом перетечек в проточной части через лабиринтные уплотнения.

Полное математическое описание термогазодинамических процессов в турбокомпрессоре, построенное исходя из реальных физических процессов происходящих в турбокомпрессоре, должно включать теоретический рабочий процесс, потери и перетечки сжатого воздуха в ступени, а также процессы, происходящие во всасывающем тракте и воздухоохлаждителях.

Начальные условия: начальное давление воздуха  $p_n$ ; начальная температура воздуха  $T_{n1}$ .

Течение воздуха во всасывающем трубопроводе сопровождается изменением его давления и температуры. Давление уменьшается от величины давления окружающей среды до значения давления во всасывающем патрубке первой ступени. Этот перепад давлений зависит от гидравлического сопротивления всасывающей магистрали, положения дроссельного устройства и состояния воздушных фильтров. Сопротивление воздушных фильтров в период между их очисткой постоянно возрастает в результате загрязнения, что приводит к уменьшению давления во всасывающем патрубке. Колебание атмосферного давления также приводит к изменению давления засасываемого воздуха и режима работы.

Давление во всасывающем патрубке компрессора описывается зависимостью

$$p_{n1} = p_n - \Delta p_\phi - \Delta p_m, \text{ Па}, \quad (1)$$

где  $p_{n1}$  – давление во всасывающем патрубке компрессора, Па;

$p_n$  – начальное давление воздуха (атмосферное), Па;

$\Delta p_\phi$  – потери давления на воздушном фильтре, Па;

$p_m$  – потери давления на всасывающей магистрали, Па.

Потери давления на воздушном фильтре

$$\Delta p_\phi = \zeta_\phi \rho_\phi \frac{V_\phi^2}{2\omega_\phi^2}, \text{ Па}, \quad (2)$$

где  $\zeta_\phi$  – коэффициент местных сопротивлений фильтра;

$V_\phi$  – объемная производительность, м<sup>3</sup>/с;

$\rho_\phi$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega_\phi$  – площадь сечения фильтра, м<sup>2</sup>.

Как видно, потери давления на воздушном фильтре не являются постоянной величиной, а зависят от объемной производительности компрессора (пропорциональны квадрату скорости потока). При этом коэффициент местных сопротивлений фильтра может быть определен исходя из нормальных потерь давления  $\Delta p_\phi = 250$  Па при номинальном режиме.

Всасывающая магистраль для большинства компрессорных станций может быть описана как короткий трубопровод, в этом случае потери по длине трубопровода не учитываются, а рассматриваются только потери в местных сопротивлениях.

Потери давления на всасывающей магистрали

$$\Delta p_m = \sum \zeta_m \rho_6 \frac{V_6^2}{2\omega_m^2}, \text{ Па}, \quad (3)$$

где  $\Delta p_m$  – потери давления на всасывающей магистрали, Па;

$\sum \zeta_m$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений всасывающей магистрали, включая местное сопротивление дроссельной заслонки;

$\rho_6$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega_m$  – площадь сечения магистрали, м<sup>2</sup>.

Потери давления на всем всасывающем тракте

$$\Delta p_m = \Delta p_\phi + \Delta p_m = \frac{1}{2} \left( \frac{\zeta_\phi}{\omega_\phi^2} + \frac{\sum \zeta_m}{\omega_m^2} \right) \rho_6 V_6^2, \text{ Па}. \quad (4)$$

Т. е. потери давления на всасывающем тракте являются функцией объемной производительности и пропорциональны ее квадрату.

Или окончательно давление во всасывающем патрубке турбокомпрессора

$$p_{n1} = p_n - \frac{1}{2} \left( \frac{\zeta_\phi}{\omega_\phi^2} + \frac{\sum \zeta_m}{\omega_m^2} \right) \rho_6 V_6^2, \text{ Па}. \quad (5)$$

Модель рабочего процесса ступени турбокомпрессора с учетом протечек. Одним из факторов, влияющем на характеристики шахтных турбокомпрессоров, являются протечки через лабиринтные уплотнения турбокомпрессоров. Протечки происходят через уплотнения следующих элементов компрессора: покрывающего диска рабочего колеса, вала ротора между ступенями, вала в месте его выхода за пределы корпуса и разгрузочного устройства для компенсации осевого давления – думмиса. Причем, наиболее существенное влияние на характеристики компрессоров оказывают повышенные зазоры в уплотнениях покрывающего диска. В этом случае происходит циркуляция воздуха из области высокого давления на выходе из колеса в область низкого давления на входе, т.е., перепад давления на уплотнении определяется степенью повышения давления в ступени.

При числе гребней  $Z \geq 3$  объемный расход воздуха через уплотнение определяется с достаточной точностью по формуле Стодолы:

$$V_{ni} = \alpha \pi D_{si} s_{pi} \sqrt{\frac{p_{kni}^2 - p_{ni}^2}{\rho_{ki} Z_i p_{kni}}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (6)$$

где  $V_{ni}$  – объемный расход воздуха через уплотнение  $i$ -той ступени,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\alpha$  – коэффициент расхода (для ступенчатого уплотнения  $\alpha=0,7$ );

$D_{si}$  – диаметр уплотнения, м;

$s_{pi}$  – радиальный зазор под гребнем, м;

$Z_i$  – число гребней;

$p_{ni}, p_{kni}$  – начальное и конечное давление ступени, Па;

$\rho_{ki}$  – плотность воздуха при условиях выхода из колеса,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Рассматривая действие протечек исключительно как внутреннюю рециркуляцию для вычисления характеристик ступени турбомашины, получим:

$$V_{mi} = V_{mni} + V_{ni}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (7)$$

где  $V_{mi}$  – теоретическая производительность ступени с учетом протечек,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$V_{mni}$  – теоретическая производительность ступени без учета протечек,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

С учетом этого, математическое описание термогазодинамических процессов в ступени турбомашины можно представить следующими выражениями.

Теоретическая удельная энергия в  $i$ -й ступени секции с учетом протечек в уплотнении

$$gH_{mi} = (u_{2i}^2 - k_{zi} V_{mi} u_{2i}) k_{zi}, \text{ Дж/кг}, \quad (8)$$

Окружная скорость на периферии рабочего колеса

$$u_{2i} = \frac{\pi D_{2i} n}{60}, \text{ м/с}. \quad (9)$$

Коэффициент геометрии колеса

$$k_{zi} = \frac{1}{\pi D_{2i} b_{2i} \text{tg} \beta_{2i}}. \quad (10)$$

Коэффициент циркуляции по К. Пфлейдереру

$$k_{ui} = \frac{1}{1 + \frac{1,2(1 + \sin \beta_{2i})}{z_{2i}(1 - \lambda_i^2)}}. \quad (11)$$

Приращение температуры воздуха

$$\Delta T_i = \frac{k - 1}{k} \cdot \frac{gH_{mi}}{R}. \quad (12)$$

Потери удельной энергии от трения

$$gH_{ni} = \xi_{ni} \frac{V_{mi}^2}{2\omega_{2i}^2}, \text{ Дж/кг}. \quad (13)$$

Объемная подача при безударном входе по К. Пфлейдереру

$$V_{si} = \tau_{1i} \pi D_{1i} b_{1i} u_{1i} t g \beta_{1i}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (14)$$

Окружная скорость рабочего колеса по внутреннему диаметру

$$u_{1i} = \frac{\pi D_{1i} n}{60}, \text{ м/с}. \quad (15)$$

Коэффициент сужения

$$\tau_{1i} = 1 - \frac{z_{1i} \delta_{1i}}{\pi D_{1i}}. \quad (16)$$

Потери удельной энергии от удара

$$gH_{yi} = K_{si} \frac{(V_{mi} - V_{si})^2}{2\omega_{2i}^2}, \text{ Дж/кг}. \quad (17)$$

Фактическая удельная энергия

$$gH_i = \eta_i gH_{mi} - gH_{ni} - gH_{yi}, \text{ Дж/кг}. \quad (18)$$

Показатель политропы сжатия

$$m_i = \left( 1 - \left( \frac{H_i}{H_{mi}} \cdot \frac{k}{k-1} \right)^{-1} \right)^{-1}. \quad (19)$$

Степень повышения давления

$$\varepsilon_{\phi i} = \left( \frac{k-1}{k} \cdot \frac{gH_{mi}}{RT_{ni}} + 1 \right)^{\frac{m}{m-1}}. \quad (20)$$

Конечная температура воздуха

$$T_{ki} = T_{ni} + \Delta T_i, \text{ К.} \quad (21)$$

Конечное давление

$$p_{ki} = p_{ni} \varepsilon_{\phi i}, \text{ Па.} \quad (22)$$

Для определения протечек по формуле (6) конечное давление  $p_{kni}$  с некоторым допущением рассчитывается по зависимостям (7 – 16), принимая  $V_{mi} = V_{mni}$ .

Тогда модель ступени шахтного турбокомпрессора с учетом протечек представляет собой систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} V_n &= \alpha \pi D_s s_p \sqrt{\frac{p_{kn}^2 - p_n^2}{\rho_k Z p_{kn}}} \\ V_m &= V_{mn} + V_n \\ gH_m &= (u_2^2 - k_e V_m u_2) k_y \\ gH_\delta &= \frac{\zeta_n V_m^2 + K_s (V_m - V_s)^2}{2\omega} \\ V_s &= \tau_1 \pi D_1 b_1 u_1 \operatorname{tg} \beta_1 \\ m &= \left( 1 - \left( \left( 1 - \frac{H_\delta}{H_m} \right) \cdot \frac{k}{k-1} \right)^{-1} \right)^{-1} \\ \varepsilon_\phi &= \left( \frac{k-1}{k} \frac{gH_m}{RT_1} + 1 \right)^{\frac{m}{m-1}} \\ \Delta T &= \frac{k-1}{k} \cdot \frac{gH_m}{R} \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

На основе приведенного выше описания термогазодинамических процессов в проточной части и всасывающем тракте турбокомпрессора, разработан алгоритм моделирования шестиступенчатого турбокомпрессора, приведенный на рисунке 1. Алгоритм включает расчеты всасывающего тракта, шести ступней турбокомпрессора, а также промежу-

точных воздухоохладителей и позволяет моделировать характеристики турбокомпрессора при повышенных зазорах в уплотнениях.

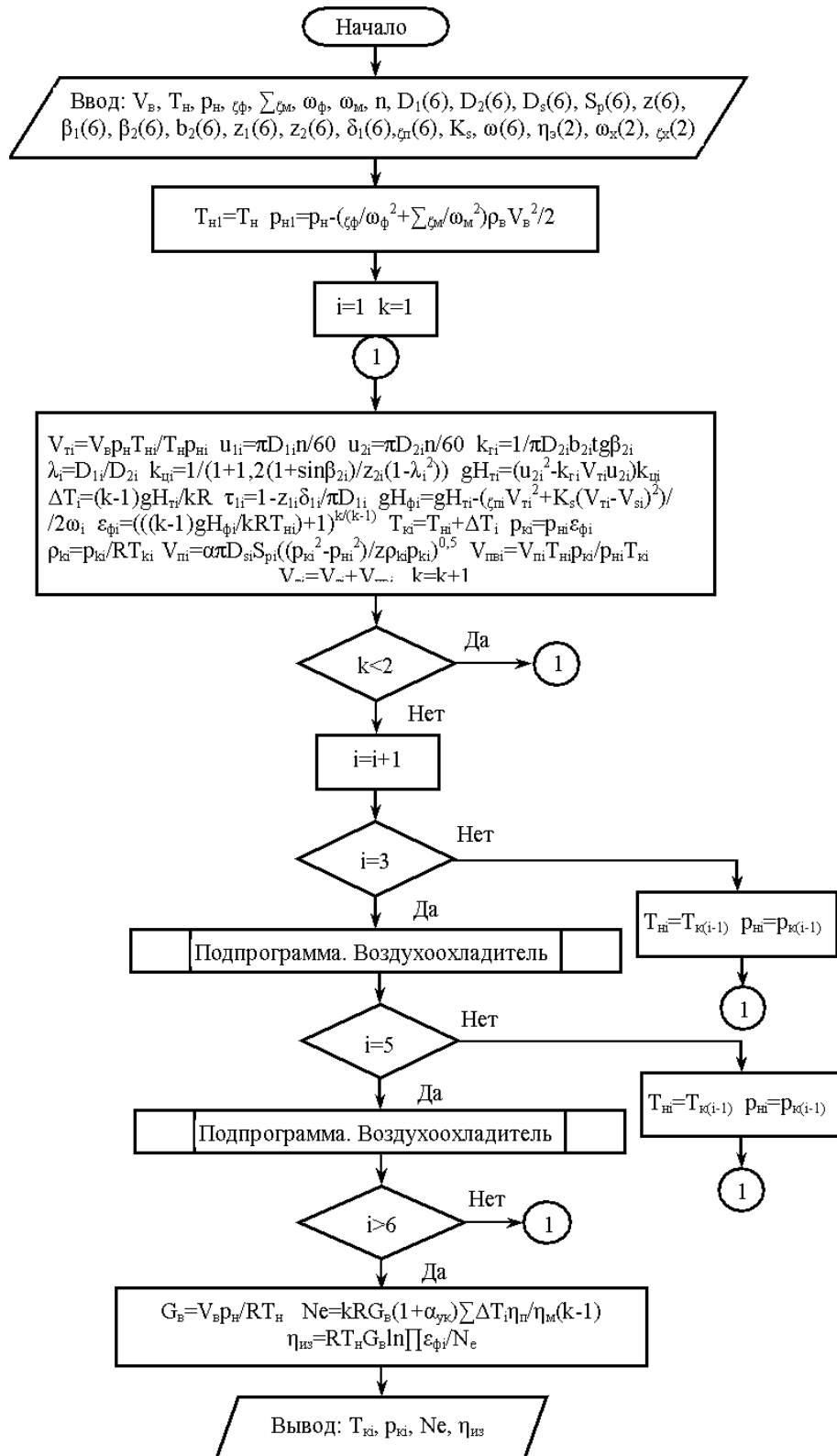


Рисунок 1 – Блок-схема алгоритма моделирования турбокомпрессора

Адаптация модели на соответствие заводской характеристике [3] проведена, при нормальных начальных условиях и состоянии промежуточных воздухоохладителей ( $p_{n1} = 0,98 \cdot 10^5$  Па,  $T_{n1} = 293$  К,  $\eta_{\varepsilon 1} = \eta_{\varepsilon 2} = 0,977$ ), по-секционно при помощи коэффициентов  $\zeta$ ,  $\zeta_n$ ,  $K_s$ , и параметра  $V_s$ . Для упрощения принято допущение о равенстве одноименных коэффициентов для ступеней одной секции. Это возможно благодаря близости геометрических параметров данных ступеней.

Результаты исследований влияния повышенных зазоров в уплотнениях турбокомпрессора опубликованы в работе [4].

Таким образом, разработана модель термогазодинамических процессов многоступенчатого турбокомпрессора с учетом протечек в проточной части.

#### Библиографический список

1. Замыцкий О.В. Компьютерное моделирование режимов многоступенчатых турбокомпрессоров / О.В. Замыцкий // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2001. – № 11. – С. 58 – 59.

2. Замыцкий О.В. Моделирование характеристик центробежных турбомашин // Сб. научных трудов Национальной горной академии Украины. – Дніпропетровськ: Навч. кн., 2002. – Т. 3, № 13. – С. 33 – 36.

3. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины / В.Ф. Рис. – М.: Машиностроение, 1964. – 333 с.

4. Влияние внутренних протечек воздуха на характеристики рудных турбокомпрессоров / О.В. Замыцкий, В.Л. Хруцкий // Разработка рудных месторождений. – Кривой Рог, 2005. – Вып. 89. – С. 80 – 85.

*Рекомендована к печати к.т.н., проф. Рутковским Ю.А.*