

показали, що в поверхневому шарі зразків виникають стискуючі залишкові напруження. Дане явище позитивно впливає особливо при подальшому нанесенні покриттів.

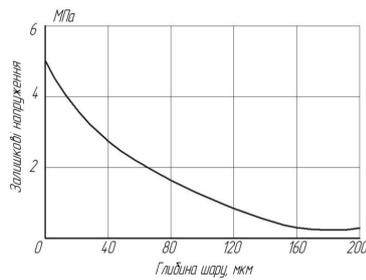


Рис. 2. Зміна залишкових напружень в поверхневому шарі зразка при магнітно-абразивній обробці

Висновок. Використання магнітно-абразивної обробки, як методу технологічного забезпечення якості поверхні деталей дає змогу значно підвищити якість поверхнього шару, знизити вплив негативних факторів, що виникають при обробці іншими методами, а також зміцнити поверхневий шар. Що дає змогу значно підвищити зносостійкість, корозійну стійкість та інші експлуатаційні властивості деталей машин.

Проте вимагають подальшого розвитку дослідження направлени на зміни параметрів мікровпадин поверхні, які являються концентраторами напруги і місцем розвитку корозії, та здійснюють значний вплив на міцність деталей машин.

Список літератури

1. **А.В. Кузнецова, Т.Г. Ивченко** Повышение эффективности обработки деталей инструментами из сверхтвердых материалов на основе оптимизации режимов резания. ИНЖЕНЕР: студенческий научно-технический журнал// Донецк: ДонНТУ, 2007. №8. - С. 55-57.
2. **С.Д. Базієвський, В.Ф. Дмитришин** Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання. Підручник. - К.: Видавничий Дім "Слово", 2006. - 504 с.
3. **В.С. Кобчикова** Технология магнитно-абразивного полирования изделий из твердых сплавов. Автореф. ... канд. техн. наук. Л.:ЛПИ, 1983. -16 с.
4. **В.Т. Трошенко, Г.В. Цыбанев, Б.А. Грязнов, Ю.С. Налимов.** Влияние состояния поверхности и контактного взаимодействия поверхности. Киев. ИПП, 2009. – 664 с.
5. **В.С. Майборода** Основи створення і використання порошкового магнітно-абразивного інструменту для фінішної обробки фасонних поверхонь. Дис. докт.техн.наук. - Київ, 2001. – 404 с.
6. **В.Е. Оликер.** Порошки для магнитно-абразивной обработки и износостойких покрытий. Металургия, М.,176 с. - (1990).

Рукопис подано до редакції 29.03.12

УДК 621.515

О.В. ЗАМЫЦКИЙ, д-р техн наук, доц., А.Ю. КРИВЕНКО, канд. техн. наук
ГВУЗ «Криворожский национальный университет»

МОДЕЛЬ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА С КОНТАКТНОЙ СИСТЕМОЙ ОХЛАЖДЕНИЯ

Разработан алгоритм модели термогазодинамических процессов многоступенчатого турбокомпрессора с контактной системой охлаждения, включающий процессы во впускном коллекторе, ступенях сжатия и воздухоохлаждителях.

Турбокомпрессор, контактная система охлаждения, модель, термогазодинамические процессы.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. Для выбора рациональных параметров контактной системы охлаждения шахтного 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. Для выбора рациональных параметров аппаратов контактной системы охлаждения турбокомпрессора может быть использована модель с эмпирическим описанием потерь в проточной части, что существенно упрощает ее решение.

Анализ исследований и публикаций. Результаты исследований по разработке такой модели применительно к турбокомпрессорам с воздухоохлаждителями поверхностного типа опубликованы в работах [1,2]. В то же время существенным недостатком штатных воздухоохлаждителей является склонность к загрязнению теплообменных поверхностей накипными загрязнениями приводящая к снижению эффективности охлаждения воздуха и как следствие увеличению энергозатрат. От этих недостатков свободны контактные воздухоохлаждители работающие при непосредственном контакте сжатого воздуха и циркуляционной воды. Такие воздухоохлаждители представляют собой аппарат со-

стоящий из последовательно включенных трубы Вентури и центробежного сепаратора-воздухоохладителя, результаты их исследований приведены в работах [3-7].

Постановка задачи. Настоящая статья является продолжением указанных работ. Целью данного исследования является разработка термогазодинамической модели турбокомпрессора с контактными воздухоохладителями.

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 воздухоохладителях.

Изложение материала и результаты. Течение воздуха во всасывающем трубопроводе сопровождается изменением его давлений и температур. 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.

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

Давление во всасывающем патрубке компрессора однозначно описывается зависимостью, Па

$$p_{n1} = p_n - \Delta p_\phi - \Delta p_m,$$

где p_{n1} - давление во всасывающем патрубке компрессора (начальное давление первой ступени), Па; p_n - начальное давление воздуха (атмосферное), Па; Δp_ϕ - потери давления на воздушном фильтре, Па; Δp_m - потери давления на всасывающей магистрали, Па.

Потери давления на воздушном фильтре, Па

$$\Delta p_\phi = \zeta_\phi \rho_\phi \left(V_\phi^2 / 2\omega_\phi^2 \right),$$

где ζ_ϕ - коэффициент местных сопротивлений фильтра; V_ϕ - объемная производительность, м³/с; ρ_ϕ - плотность воздуха, кг/м³; ω_ϕ - площадь сечения фильтра, м².

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, Па

$$\Delta p_m = \sum \zeta_m \rho_\phi \left(V_\phi^2 / 2\omega_m^2 \right),$$

где Δp_m - потери давления на всасывающей магистрали, Па; $\sum \zeta_m$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений всасывающей магистрали, включая местное сопротивление дроссельной заслонки; ρ_ϕ - плотность воздуха, кг/м³; ω_m - площадь сечения магистрали, м².

Потери давления на всем всасывающем тракте, Па

$$\Delta p_m = \Delta p_\phi + \Delta p_m = \frac{1}{2} \left(\frac{\zeta_\phi}{\omega_\phi^2} + \frac{\sum \zeta_m}{\omega_m^2} \right) \cdot \rho_\phi V_\phi^2.$$

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

Или окончательно давление во всасывающем патрубке турбокомпрессора, Па

$$p_{n1} = p_n - \frac{1}{2} \left(\frac{\zeta_\phi}{\omega_\phi^2} + \frac{\sum \zeta_m}{\omega_m^2} \right) \cdot \rho_\phi V_\phi^2.$$

Модель рабочего процесса ступени турбокомпрессора. Математическое описание термодинамических процессов в ступени турбомашин имеет следующий вид.

Теоретическая удельная энергия в i -й ступени секции, Дж/кг

$$gH_{mi} = (u_{2i}^2 - k_{zi} \cdot V_{mi} \cdot u_{2i}) \cdot k_{ci},$$

где u_{2i} - окружная скорость на периферии рабочего колеса, м/с; k_{zi} - коэффициент геометрии рабочего колеса; V_{mi} - теоретическая объемная подача ступени, м³/с; k_{ci} - коэффициент циркуляции колеса.

Окружная скорость на периферии рабочего колеса, м/с

$$u_{2i} = \pi D_{2i} n / 60;$$

где D_{2i} - внешний диаметр рабочего колеса, м; n - частота вращения ротора, об/мин.

Коэффициент геометрии колеса

$$k_{zi} = \frac{1}{\pi \cdot D_{2i} \cdot b_{2i} \cdot \operatorname{tg} \beta_{2i}},$$

где b_{2i} - ширина рабочего колеса на выходе, м; β_{2i} - угол выхода лопаток рабочего колеса.

Коэффициент циркуляции по К. Пфлейдереру

$$k_{ci} = 1 / \left(1 + \frac{1,2(1 + \sin \beta_{2i})}{z_{2i} \cdot (1 - \lambda_i^2)} \right),$$

где z_{2i} - число лопаток.

$$\lambda_i = D_{1i} / D_{2i},$$

где D_{1i} - внутренний диаметр рабочего колеса, м.

Приращение температуры воздуха, К

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

Потери удельной энергии от трения, Дж/кг

$$gH_{ni} = \zeta_n \cdot (V_{mi}^2 / 2 \cdot \omega_{2i}^2),$$

где ζ_n - коэффициент местного сопротивления проточной части; ω_{2i} - площадь живого сечения на выходе из колеса, м²;

Объемная подача при безударном входе по К. Пфлейдереру, м³/с

$$V_{si} = \tau_{1i} \pi D_{1i} b_{1i} u_{1i} \operatorname{tg} \beta_{1i},$$

где τ_{1i} - коэффициент сужения; D_{1i} - внутренний диаметр рабочего колеса, м; b_{1i} - толщина колеса на входе, м; u_{1i} - окружная скорость по внутреннему диаметру колеса, м/с; β_{1i} - угол входа лопаток.

Окружная скорость рабочего колеса по внутреннему диаметру, м/с

$$u_{1i} = \pi D_{1i} n / 60.$$

Коэффициент сужения

$$\tau_{1i} = 1 - \frac{z_{1i} \cdot \delta_{1i}}{\pi D_{1i}};$$

где z_{1i} - число лопаток; δ_{1i} - толщина лопатки на входе, м;

Потери удельной энергии от удара, Дж/кг

$$gH_{yi} = K_y \frac{(V_{mi} - V_{si})^2}{2 \cdot \omega_{2i}^2},$$

где K_y - коэффициент характеризующий влияние ударного вхождения потока в направляющий аппарат; V_{si} - объемная подача, соответствующая безударному входу потока, м³/с.

Фактическая удельная энергия, Дж/кг

$$gH_i = \eta_i \cdot gH_{mi} - gH_{ni} - gH_{yi},$$

где η_i - коэффициент, учитывающий утечки и прочие потери.

Показатель политропы сжатия

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

Фактическая степень повышения давления в ступени

$$\varepsilon_{\phi i} = \left(\frac{k-1}{k} \cdot \frac{gH_{mi}}{R \cdot T_{ni}} + 1 \right)^{\frac{m}{m-1}}$$

Конечная температура воздуха, К

$$T_{ki} = T_{ni} + \Delta T_i$$

Конечное давление ступени, Па

$$p_{ki} = p_{ni} \cdot \varepsilon_{\phi i}$$

Тогда модель ступени шахтного турбокомпрессора представляет собой систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} gH_m &= (u_2^2 - k_c \cdot V_m \cdot u_2) \cdot k_u; & gH_\delta &= \frac{\zeta_n V_m^2 + K_s (V_m - V_s)^2}{2 \cdot \omega}; & V_s &= \tau_1 \pi D_1 b_1 u_1 t g \beta_1; \\ m &= \left(1 - \left(\left(1 - \frac{H_\delta}{H_m} \right) \cdot \frac{k}{k-1} \right)^{-1} \right)^{-1}; & \varepsilon_\phi &= \left(\frac{k-1}{k} \frac{gH_m}{RT_1} + 1 \right)^{\frac{m}{m-1}}; & \Delta T &= \frac{k-1}{k} \cdot \frac{gH_m}{R} \end{aligned} \right\}$$

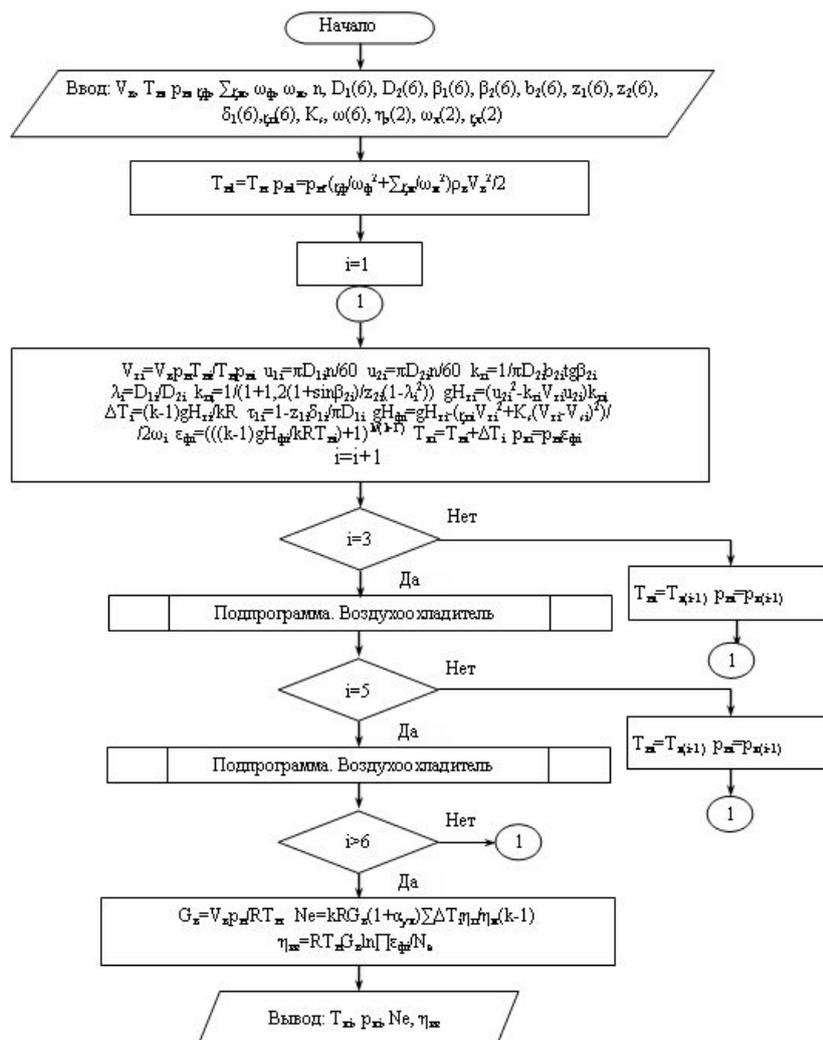


Рис. 1. Блок-схема алгоритма модели турбокомпрессора

Модель турбокомпрессора с контактной системой охлаждения. На основе приведенного выше описания термогазодинамических процессов в проточной части и всасывающем тракте турбокомпрессора, разработан алгоритм математической модели шестиступенчатого шахтного турбокомпрессора. Алгоритм (рис. 1) включает расчеты всасывающего тракта, шести ступней турбокомпрессора, а также промежуточных воздухоохлаждателей. Моделируются характеристики турбокомпрессора при нормальных зазорах в уплотнениях, при этом, протечки через уплотнения составляют не более 2 % объемной подачи турбокомпрессора и учитываются при помощи коэффициентов ζ , ζ_n , K_s .

Адаптация модели на соответствие заводской характеристике проведена, при нормальных начальных условиях и состоянии промежуточных воздухоохлаждателей ($p_{n1}=0,98 \cdot 10^5$ Па, $T_{n1}=293$ К, $\eta_{s1}=\eta_{s2}=0,977$), посекционно при помощи коэффициентов ζ, ζ_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. Объемная производительность варьируется в пределах 5-10 м³/с с шагом 0,25 м³/с.

Алгоритм модели контактного аппарата адаптирован для использования в качестве алгоритма подпрограммы и включен в алгоритм модели шахтного турбокомпрессора (см. рис. 1).

Выводы и направления дальнейших исследований. Таким образом, разработана модель термогазодинамических процессов многоступенчатого турбокомпрессора с контактной системой охлаждения. В дальнейшем планируется проведение экспериментов по определению рациональных параметров контактной системы охлаждения турбокомпрессора.

Список литературы

1. Замыцкий О.В. Компьютерное моделирование режимов многоступенчатых турбокомпрессоров // Горный информационно-аналитический бюллетень. - М.: МГГУ, 2001. - № 11. - С. 58-59.
2. Замыцкий О.В. Моделирование характеристик центробежных турбомашин // Сб. научн. тр. Национальной горной академии Украины. - Т. 3.-Дніпропетровськ: Навчальна книга, 2002. - № 13. - С.33-36.
3. Замыцкий О.В. О гидродинамической устойчивости газожидкостной системы в контактных воздухоохлаждателях турбокомпрессора // Горный информационно-аналитический бюллетень. - М.: МГГУ, 2003. - №6. - С.43-45.
4. Замыцкий О.В. Тепломассообмен в контактных воздухоохлаждателях турбокомпрессора // Горный информационно-аналитический бюллетень. - М.: МГГУ, 2004. - №9. - С.327-330.
5. Замыцкий О.В. Выбор параметров контактных воздухоохлаждателей рудничных турбокомпрессоров // Вісник Криворізького технічного університету. - Вип. 6. -Кривий Ріг: КТУ, 2005. - С.85-88.
6. Замыцкий О.В., Литовко Б.М. Контактное охлаждение сжатого воздуха в турбокомпрессорах // Вісник Криворізького технічного університету. - Вип. 10. - Кривий Ріг: КТУ, 2005. - С.45-49.
7. Трегубов В.А., Замыцкий О.В., Литовко Б.М. Обоснование применения и выбор конструктивных параметров контактных воздухоохлаждателей шахтных турбокомпрессоров // Разраб. рудн. месторожд. - Вып. 90. - Кривой Рог: КТУ, 2006. - С.145-149.

Рукопис подано до редакції 29.03.12

УДК 422.458

О.Є. ЛАПШИН, д-р техн. наук, проф., В.А. КОНОВАЛЮК,
А.А. НЕМЧЕНКО, О.О. ЛАПШИН, кандидати техн. наук, доценти,
М.В. ХУДИК: асистент, ДВНЗ «Криворізький національний університет»

ПОЛПШЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ АСПІРАЦІЙНИХ УКРИТТІВ ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИХ ВУЗЛІВ

Описані процеси пилоутворення при перевантаженні сипкого матеріалу, спосіб зменшення кількості аспіраційного повітря при одночасному зменшенні пиловиділення з-під аспіраційного укриття за рахунок рециркуляції повітря і часткового пилоподавлення в зоні дії форсунки.

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. З аспіраційних укриттів перевантажувальних вузлів для підтримання в них негативного тиску (4-5 мм.вод.ст.) необхідно відсмоктувати значну кількість повітря (до 3 м³/с).

Разом з повітрям відсмоктується і велика кількість транспортуемого матеріалу, тому є доцільним зменшити кількість повітря при підтриманні в укритті необхідного розрідження.