

УДК: 533.6.011.72

Численное моделирование воздушного охлаждения емкости для десублимации компонентов газовой смеси

С. М. Губанов, М. И. Дурновцев, А. А. Картавых, А. Ю. Крайнов^а

Национальный исследовательский Томский государственный университет,
физико-технический факультет,
Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, д. 36

E-mail: ^аakrainov@ftf.tsu.ru

Получено 3.04.2016.

Принято к публикации 13.04.2016.

В химической технологии для получения очищенного конечного продукта часто используется процесс десублимации. Для этого используются охлаждаемые жидким азотом или холодным воздухом емкости. Смесь газов протекает внутри емкости и охлаждается до температуры конденсации или десублимации некоторых компонентов газовой смеси. Конденсированные компоненты оседают на стенках емкости. В статье представлена математическая модель для расчета охлаждения емкостей для десублимации паров охлажденным воздухом. Математическая модель основана на уравнениях газовой динамики и описывает течение охлажденного воздуха в трубопроводе и воздушном теплообменнике с учетом теплообмена и трения. Теплота фазового перехода учитывается в граничном условии для уравнения теплопроводности путем задания потока тепла. Перенос тепла в теплоизолированных стенках трубопровода и в стенках емкости описывается нестационарными уравнениями теплопроводности. Решение системы уравнений проводится численно. Уравнения газовой динамики решаются методом С. К. Годунова. Уравнения теплопроводности решаются по неявной разностной схеме. В статье приведены результаты расчетов охлаждения двух последовательно установленных емкостей. Начальная температура емкостей равна 298 К. Холодный воздух течет по трубопроводу, через теплообменник первой емкости, затем по трубопроводу в теплообменник второй емкости. За 20 минут емкости остывают до рабочей температуры. Температура стенок емкостей отличается от температуры воздуха на величину не более чем 1 градус. Поток охлажденного воздуха позволяет поддерживать изотермичность стенок емкости в процессе десублимации компонентов из газовой смеси. Приведены результаты аналитической оценки времени охлаждения емкости и разности температуры между стенками емкости и воздухом в режиме десублимации паров. Аналитическая оценка основана на определении времени термической релаксации температуры стенок емкости. Результаты аналитических оценок удовлетворительно совпадают с результатами расчетов по представленной модели. Предложенный подход позволяет проводить расчет охлаждения емкостей потоком холодного воздуха, подаваемого по трубопроводной системе.

Ключевые слова: приемные емкости, охлаждение, десублимация, математическое моделирование

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Президента МК – 5959.2016.8.

UDC: 533.6.011.72

Numerical simulation of air cooling the tank to desublimite components of the gas mixture

S. M. Gubanov, M. I. Durnovtsev, A. A. Kartavih, A. Yu. Krainov^a

Tomsk State University, Physical-Technical Faculty, TSU,
36 Lenin st., Tomsk, 634050, Russia

E-mail: ^a akrainov@ftf.tsu.ru

For the production of purified final product in chemical engineering used the process of desublimation. For this purpose, the tank is cooled by liquid nitrogen or cold air. The mixture of gases flows inside the tank and is cooled to the condensation or desublimation temperature some components of the gas mixture. The condensed components are deposited on the walls of the tank. The article presents a mathematical model to calculate the cooling air tanks for desublimation of vapours. A mathematical model based on equations of gas dynamics and describes the movement of cooled air in the duct and the heat exchanger with heat exchange and friction. The heat of the phase transition is taken into account in the boundary condition for the heat equation by setting the heat flux. Heat transfer in the walls of the pipe and in the tank wall is described by the nonstationary heat conduction equations. The solution of the system of equations is carried out numerically. The equations of gas dynamics are solved by the method of S. K. Godunov. The heat equation are solved by an implicit finite difference scheme. The article presents the results of calculations of the cooling of two successively installed tanks. The initial temperature of the tanks is equal to 298 K. Cold air flows through the tubing, through the heat exchanger of the first tank, then through conduit to the heat exchanger second tank. During the 20 minutes of tank cool down to operating temperature. The temperature of the walls of the tanks differs from the air temperature not more than 1 degree. The flow of cooling air allows to maintain constant temperature of the walls of the tank in the process of desublimation components from a gas mixture. The results of analytical evaluation of the time of cooling tank and temperature difference between the tank walls and air with the vapor desublimation. Analytical assessment is based on determining the time of heat relaxation temperature of the tank walls. The results of evaluations are satisfactorily coincide with the results of calculations by the present model. The proposed approach allows calculating the cooling tanks with a flow of cold air supplied via the pipeline system.

Keywords: the receiving tank, cooling, desublimation, mathematical modeling

Citation: *Computer Research and Modeling*, 2016, vol. 8, no. 3, pp. 521–529 (Russian).

This work was supported by the Grant of the President of Russia (project no. MK-5959.2016.8).

В химической технологии для получения очищенного конечного продукта часто используется процесс десублимации. Одна из схем получения конечного продукта состоит из циклического проведения десублимации и сублимации с применением приемных емкостей.

Для очистки потоков гексафторида урана (ГФУ) от легких примесей используются очистительные каскады, состоящие из блоков диффузионных машин. Отфильтрованные очистительными каскадами вещества, удаляемые из технологической цепочки, представляют собой смесь газов, основными компонентами которых является ГФУ, фтористый водород (HF), воздух и другие неконденсируемые примеси в незначительном количестве [Васенин, Крайнов, и др., 2009]. Газовая смесь подвергается фракционной разгонке для возврата ГФУ в технологию и выделению фтористого водорода для дальнейшей переработки.

Технологическая линия фракционной разгонки газовых смесей состоит из двух последовательно расположенных установок, работающих по принципу физических процессов конденсации и десублимации на охлажденных поверхностях. Установка улавливания ГФУ обеспечивает десублимацию вещества в промежуточных емкостях, охлаждаемых холодным воздухом с температурой 183 К. Десублимированный в промежуточной емкости ГФУ возвращается в технологическую цепочку. Поток неконденсированных газов направляется в установку очистки от HF и прочих примесей. Установка состоит из двух последовательно установленных по потоку газа емкостей-осадителей объемом 24 л, охлаждаемых жидким азотом с температурой 77 К [Горелик, Амитин, 1986; Белозеров, Гушин, Русаков и др., 2006]. Фтористый водород, сконденсированный в емкостях-осадителях установки, направляется на переработку, а компоненты воздуха и неконденсируемые примеси откачиваются вакуумными насосами, фильтруются специальными установками и выводятся в атмосферу. Емкость охлаждается и снова включается в технологический процесс десублимации.

Использование жидкого азота является дорогостоящим и трудоемким. В [Губанов, Крайнов, Васенин, 2013] представлены результаты использования воздушной холодильной машины (ВХМ) для охлаждения емкости-осадителя до температуры 113 К. Охлаждение воздухом емкостей-осадителей более технологично, однако остается вопрос достаточности потока холодного воздуха для конденсации из технологического потока фтористого водорода [Дурновцев, Крайнов, Губанов, 2015; Картавых, Васенин, Губанов, 2015]. Для проведения оценки применения для охлаждения емкостей холодного воздуха необходимо провести численное моделирование процессов теплообмена между потоками холодного воздуха, стенкой емкости и трубопроводов коммуникаций подачи холодного воздуха к емкостям.

Математическая модель воздушного охлаждения емкости для десублимации компонентов газовой смеси

Для моделирования движения газа используются уравнения газовой динамики [Лойцянский, 1987; Годунов, Забродин, Иванов и др., 1976]. Для моделирования движения газа в трубах принимается одномерная нестационарная модель газовой динамики, где в правых частях уравнения движения учитывается трение потока газа со стенками трубопровода, а в уравнении энергии в правой части учитывается поток тепла от стенок [Губанов, Крайнов, 2011]. В начале трубопроводной системы установлена ВХМ, обеспечивающая заданный массовый секундный расход охлажденного до заданной температуры воздуха (рис. 1). Теплообмен между газом и стенками трубопровода и емкостей описывается законом Ньютона. Изменение температуры внутренней поверхности стенок трубопровода и емкостей определяется из решения уравнения переноса тепла в стенках. Теплоизоляция трубопроводов учитывается в среднем через величину теплового потока на внешнюю границу металлической трубы, находящейся под слоем изоляции.

Записанная с учетом сделанных предположений система уравнений имеет вид

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial \rho u^2 + p}{\partial x} = -\Pi \tau_w / s, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial u \rho E + p u}{\partial x} = -\Pi \alpha (T - T_w) / s, \quad (3)$$

$$p = \rho R T, \quad (4)$$

$$E = e + u^2 / 2, \quad e = \frac{p}{\rho(k-1)},$$

где x — координата, t — время, ρ — плотность газа, u — скорость, p — давление, T — температура, T_w — температура стенок, $s(x)$ — сечение трубопровода и канала теплообменника, Π — периметр трубопровода, k — показатель адиабаты газовой смеси, R — газовая постоянная, τ_w — напряжение трения на стенках трубопровода, α — коэффициент теплоотдачи.

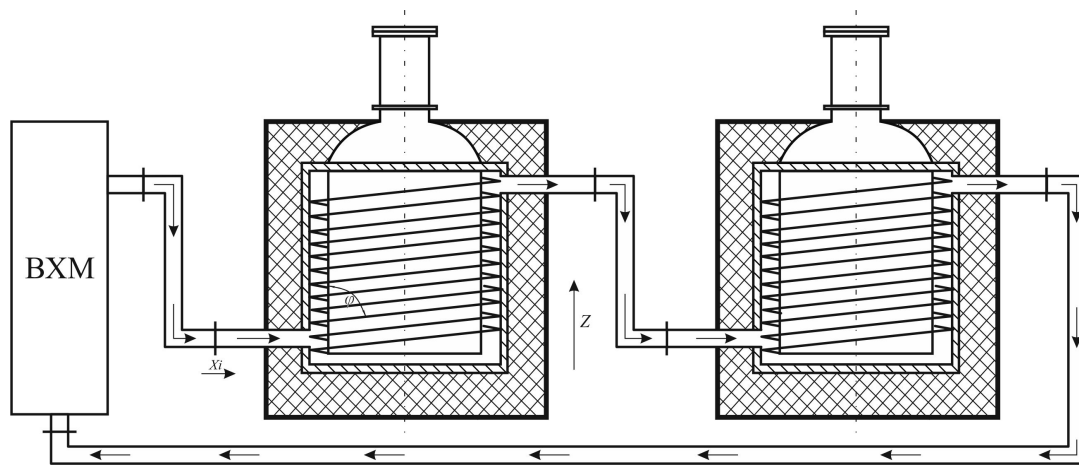


Рис. 1. Схема охлаждения двух емкостей

Уравнения неразрывности (1), движения (2), энергии (3) и состояния идеального газа (4) описывают течение воздуха в трубопроводе и канале теплообменника емкости-осадителя.

В качестве начальных условий для системы уравнений (1)–(4) задаются начальные распределения давления, температуры и скорости:

$$p(x, 0) = p_n, \quad T(x, 0) = T_n, \quad u(x, 0) = 0, \quad (5)$$

индекс n — начальные значения.

В качестве граничных условий на входе в трубопроводную систему в месте подачи холодного воздуха задаются значения секундного массового прихода воздуха и его энтальпия, на выходе трубопровода в атмосферу задается значение давления.

Коэффициент теплоотдачи и напряжение трения вычисляются по эмпирическим формулам [Справочник по теплообменникам, 1987]:

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \lambda}{d}, \quad \text{Nu} = 3.66 + 0.022 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.47}, \quad (6)$$

$$\tau_w = \frac{c_f}{8} \rho u |u|, \quad c_f = 0.0032 + \frac{0.221}{\text{Re}^{0.237}}, \quad \text{Re} = \frac{\rho u d}{\mu},$$

где Nu — число Нуссельта, Re — число Рейнольдса, Pr — число Прандтля, d — диаметр трубопровода, λ , μ — коэффициенты теплопроводности и вязкости газа, c_f — коэффициент сопротивления.

В процессе теплообмена и движения холодного воздуха в трубопроводе и теплообменнике емкости температура стенок трубопроводов и емкостей меняется во времени и влияет на динамику движения холодного воздуха в трубопроводе. На внутренней поверхности трубопровода происходит теплообмен с воздухом, на внешней поверхности трубопровода задан тепловой поток из окружающей среды. Наибольший градиент температуры формируется в направлении, перпендикулярном стенкам трубопровода. Поэтому будем моделировать распространение тепла в стенках трубопровода на основе одномерного уравнения теплопроводности в направлении, перпендикулярном стенке во всех точках вдоль трубопровода:

$$\frac{\partial T_m}{\partial t} = \chi_m \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_m}{\partial r} \right). \tag{7}$$

Начальные и граничные условия:

$$T_m(x, r, 0) = T_n, \quad \lambda_m \frac{\partial T_m(x, R_{in}, t)}{\partial r} = -\alpha (T(x, t) - T_m(x, R_{in}, t)), \quad \lambda_m \frac{\partial T_m(x, R_{ou}, t)}{\partial r} = q_m, \tag{8}$$

где r — координата; χ_m — коэффициент температуропроводности металла трубопровода, $\chi_m = \lambda_m / (c_m \rho_m)$; λ_m — коэффициент теплопроводности; c_m — удельная теплоемкость; ρ_m — плотность материала трубы; R_{in} , R_{ou} — внутренний и внешний радиусы трубопровода; T_m — температура в стенке трубопровода; $T(x, t)$ — температура газа, определяется из решения системы уравнений (1)–(4); $T_m(x, R_{in}, t)$ — температура поверхности внутренних стенок трубопровода; q_m — величина теплового потока, приходящая на внешнюю поверхность трубопровода.

Уравнения (7) с условиями (8) используются для всех точек вдоль трубопровода.

Стенки емкости обмениваются теплом с протекающим по теплообменнику воздухом (рис. 1). Воздух при движении по теплообменнику нагревается. В стенках емкостей формируются градиенты температуры и в перпендикулярном стенке направлении, и в вертикальном направлении. С учетом малого угла наклона теплообменника к горизонту предположим однородность температуры стенок по угловой координате. Поэтому для моделирования переноса тепла в боковых стенках емкости запишем уравнение теплопроводности в стенках в двумерном приближении. Из-за достаточно большого радиуса стенок пренебрегаем кривизной стенок. Уравнение теплопроводности запишется в виде

$$\frac{\partial T_n}{\partial t} = \chi_n \left(\frac{\partial^2 T_n}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_n}{\partial z^2} \right). \tag{9}$$

Начальные и граничные условия:

$$\begin{aligned} T_n(y, z, 0) &= T_n, \\ \lambda_n \frac{\partial T_n(0, z, t)}{\partial y} &= -\alpha (T_g - T_n(0, z, t)), \quad \lambda_n \frac{\partial T_n(\Delta D, z, t)}{\partial y} = q_n, \\ \lambda_n \frac{\partial T_n(y, 0, t)}{\partial z} &= 0, \quad \lambda_n \frac{\partial T_n(y, H, t)}{\partial z} = 0, \end{aligned} \tag{10}$$

где y — координата вглубь стенки емкости; z — вертикальная координата вдоль стенки емкости вверх; χ_n — коэффициент температуропроводности металла стенок, $\chi_n = \lambda_n / (c_n \rho_n)$; λ_n — коэффициент теплопроводности; c_n — удельная теплоемкость; ρ_n — плотность материала стенок емкости; ΔD — толщина стенок емкости; H — высота боковых стенок емкости; T_n — температура в боковой стенке емкости; T_g — температура газа вблизи поверхности стенок, оп-

ределяется из решения системы уравнений (1)–(4); q_n — величина теплового потока, приходящаяся на внутреннюю поверхность боковых стенок емкости в процессе конденсации HF.

Уравнения (9) с условиями (10) используются для всех точек x вдоль теплообменного канала.

Температура поверхности стенок трубопровода $T_m(x, R_{in}, t)$ определяется из уравнения (7) с краевыми условиями (8). Уравнения (1)–(4) и (7)–(8) в зонах трубопровода решаются совместно. Получаемые величины $T_m(x, R_{in}, t)$ используются в уравнениях (1)–(4), $T_w(x, t) = T_m(x, R_{in}, t)$. Температура поверхности теплообменника, находящегося в контакте со стенками емкости, $T_n(0, z, t)$, определяется из уравнения (9) с условиями (10). $T_n(0, z, t)$ есть температура стенок теплообменника емкости. Уравнения (1)–(4) и (9)–(10) в области теплообменника решаются совместно [Губанов, Крайнов, Громов, 2012].

Для численного решения системы уравнений (1)–(4) использовался метод С. К. Годунова [Годунов, Забродин, Иванов и др., 1976]. Уравнения теплопроводности (7) с краевыми условиями (8) решались по неявной разностной схеме методом прогонки. Уравнения (9) с условиями (10) решались методом переменных направлений.

Результаты расчетов

Проведем расчет остывания двух емкостей, установленных последовательно друг за другом по потоку смеси газов, подлежащих десублимации (рис. 1). В расчетах принято, что поток холодного воздуха вначале проходит воздушный теплообменник второй емкости (по потоку смеси газов, подлежащих десублимации), затем по теплоизолированному трубопроводу подается в воздушный теплообменник первой емкости, возвращается в теплообменник ВХМ и выходит в атмосферу.

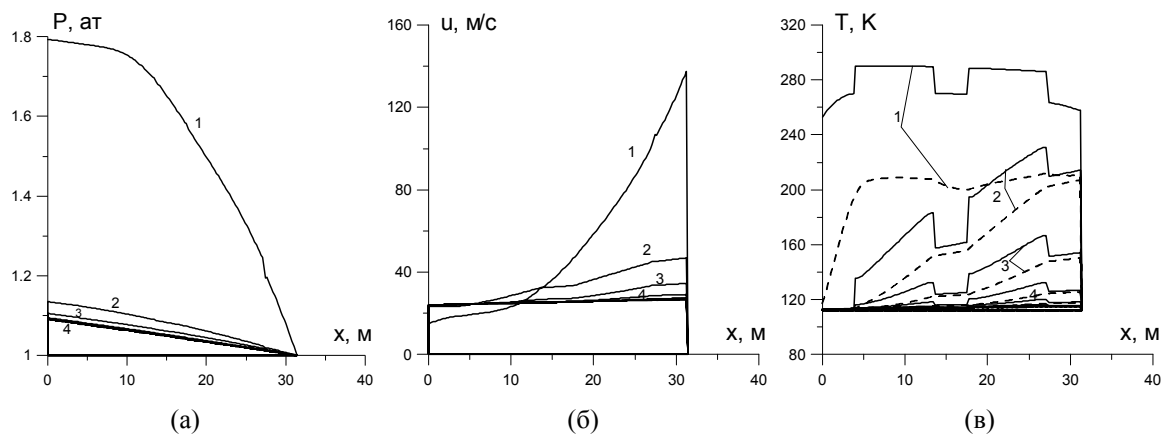


Рис. 2. Распределение давления (а), скорости течения (б), температура воздуха (пунктирная линия) и температура стенок трубопровода и емкости (в) по пути течения воздуха при охлаждении двух емкостей (кривые: 1 — 10 секунд, 2 — 5 минут, 3 — 10 минут, 4 — 15 минут после начала охлаждения); $q_m = 30.0 \text{ Дж}/(\text{м}^2 \times \text{с})$, $q_n = 150 \text{ Дж}/(\text{м}^2 \times \text{с})$

Трубопроводная сеть состоит из теплоизолированных латунных труб с толщиной стенок 2 мм и внутренним диаметром $d = 0.051 \text{ м}$. Трубы покрыты специальной многослойной теплоизоляцией. Длина участков от ВХМ до второй емкости, от второй емкости до первой, от первой емкости до выхода в атмосферу через теплообменник ВХМ по 4 м. Площадь сечения канала для прохода газа в воздушном теплообменнике вдоль стенок емкости 0.002043 м^2 , длина канала 9.7 м. Емкость и воздушный теплообменник емкости изготовлены из стали. Масса пустой емко-

сти — 80.0 кг (вместе с отсеком охлаждения и теплоизоляцией). Теплофизические характеристики латуни: $\lambda_m = 125.7$ Дж/(м×с×К), $c_m = 293.3$ Дж/(кг×К), $\rho_m = 8659.0$ кг/м³; нержавеющей стали: $\lambda_n = 16.178$ Дж/(м×с×К), $c_n = 502.8$ Дж/(кг×К), $\rho_n = 7900.0$ кг/м³; воздуха (при температуре 100 К): $\lambda_e = 0.0093$ Дж/(м×с×К), $\mu_e = 0.7 \cdot 10^{-5}$ Па×с, $R = 290$ Дж/(кг×К), $k = 1.36$, температура воздуха на выходе из ВХМ-0,54/0,6-Н $T = 113$ К, его расход 0.139 кг/с (500 кг/ч), температура пустой емкости в момент начала охлаждения $T = 298$ К, давление в атмосфере $p = 101320$ Па, средний тепловой поток при конденсации продукта — 10 Дж/(м²×с), из окружающей среды на теплоизолированные стенки охлажденной емкости 100 ÷ 120 Дж/(м²×с). С учетом этих величин было взято значение $q_n = 150.0$ Дж/(м²×с). Величина теплового потока из окружающей среды на теплоизолированные трубопроводы $q_m = 30.0$ Дж/(м²×с).

Расчеты проводились по программе, разработанной на основе математической модели с использованием численных методов С. К. Годунова [Годунов, Забродин, Иванов и др., 1976] для решения уравнений газовой динамики и неявной разностной схемы для решения уравнений теплопроводности. Результаты расчетов представлены на рис. 2. Из рисунка видно, что после короткого периода установления газодинамического течения распределение давления и скорости течения воздуха по длине трубопровода и тракта воздушного теплообменника меняется во времени слабо (кривые 2–4 на рис. 2, а, б). Температура воздуха всегда ниже температуры стенок трубопровода и емкости (кривые 2–4 на рис. 2, в). За 20 минут емкости остывают до рабочей температуры. При наличии теплового потока на стенки воздушного теплообменника со стороны окружающей среды и от десублимации после установления стационарного режима теплообмена температура стенок второй (по потоку смеси газов, подлежащих десубликации) емкости отличается от температуры воздуха на 0.63 градуса. Температура стенок первой емкости выше температуры стенок второй емкости на 1 градус.

Термодинамическая модель охлаждения емкости

Проведем оценку времени охлаждения стенок емкости с использованием воздушного теплообменника и холодного воздуха, вырабатываемого ВХМ на основе термодинамического подхода. Пусть поток охлажденного воздуха от ВХМ имеет температуру $T = 113$ К, секундный массовый расход — 0.139 кг/с. Определим скорость потока охлажденного воздуха в трубопроводе диаметром 51 мм. Площадь проходного сечения воздухопровода воздушного теплообменника принимается равной площади сечения трубопровода диаметром 51 мм. Из уравнения состояния идеального газа находим плотность воздуха при температуре $T = 113$ К:

$$\rho = \frac{p}{R_g T} = 3.09 \text{ кг/м}^3;$$

скорость охлажденного воздуха вычисляем через заданный расход и площадь сечения трубопровода:

$$u = \frac{G}{\rho S} = 22.02 \text{ м/с}.$$

Из (6) находим $Nu = 673.8$, $\alpha = 123$.

Проведем оценку времени остывания емкости массой 80 кг от начальной температуры 298 К до рабочей температуры 115 К. Воздушный теплообменник имеет площадь контакта со стенками емкости $S = 1.72$ м². Изменение температуры пустой емкости (без учета теплового потока из окружающей среды) определяется уравнением

$$c_n M \frac{dT_e}{dt} = -\alpha S (T_e - T), \quad (11)$$

$$T_e(0) = T_n,$$

где M — масса емкости, T_e — ее средняя температура.

Примем, что температура воздуха при протекании в воздушном теплообменнике меняется незначительно, поэтому $T = 113 \text{ K} = \text{const}$. Интегрированием (11) с учетом начального условия, получим

$$T_e(t) = T + (T_n - T)e^{-\frac{\alpha S}{c_n M} t}. \quad (12)$$

Время тепловой релаксации температуры емкости (время, за которое начальный перепад температуры емкости и холодного воздуха изменится в e раз) $t_r = \frac{c_n M}{\alpha S}$. Подставляя величины, находим $t_r = 190 \text{ с}$. Определим время, за которое емкость остывает от температуры 298 К до температуры 115 К. Из (12) получим

$$\frac{\Delta T_n}{\Delta T_k} = e^{\frac{\alpha S}{c_n M} t_k}, \quad \Delta T_n = T_n - T = 185 \text{ K}, \quad \Delta T_k = T_k - T = 2 \text{ K}. \quad (13)$$

Время, за которое емкость остывает до температуры 115 К определяется из (13), $t_k = 860 \text{ с} \approx 15 \text{ мин}$.

Теперь определим величину разности температуры стенок и холодного воздуха при наличии теплового потока в емкость со стороны окружающей среды через изоляцию и теплового потока от газовой смеси, поступающей в емкость для десублимации. Тепловой поток на стенки емкости $Q_\Sigma = q_n S = 258 \text{ Дж/с}$.

В стационарных условиях выполняется равенство

$$\alpha S(T_e - T) = Q_\Sigma. \quad (14)$$

Из (14) находим $\Delta T = (T_e - T) = Q_\Sigma / \alpha S$, $\Delta T = 1.22$.

Эти оценки показывают, что поток охлажденного воздуха позволяет хорошо поддерживать изотермичность стенок емкости. Оценки времени охлаждения емкости до рабочей температуры и разности температуры емкости и воздуха в режиме десублимации потока газа удовлетворительно совпадают с расчетами по модели (1)–(10). Отличие обусловлено тем, что в термодинамической оценке не учитывается изменение температуры воздуха при его протекании по каналу теплообменника и связанное с этим изменение коэффициента теплообмена.

Таким образом, разработаны математическая модель и численная методика, позволяющие проводить численное моделирование охлаждения емкостей-осадителей потоком холодного воздуха, подаваемого по трубопроводной системе. Предложена приближенная аналитическая оценка времени остывания емкости-осадителя до рабочей температуры.

Список литературы (References)

- Белозеров Б. П., Гушчин А. А., Русаков И. Ю. и др. Анализ процесса и аппаратура для десублимации и создание десублиматоров для гексафторида урана и других летучих фторидов // Ядерный топливный цикл. — 2006. — № 2. — С. 55–61.
 Belozеров B. P., Gushchin A. A., Rusakov I. Ju. eds. Analiz processa i apparatura dlja desublimacii i sozdanie desublimatorov dlja geksaforida urana i drugih letuchih floridov [An analysis of the process and apparatus for the desublimation and creation Desublimers for uranium hexafluoride and other volatile fluorides] // Jadernyj toplivnyj cikl. — 2006. — No. 2. — S. 55–61 (in Russian).

- Васенин И. М., Крайнов А. Ю., Мазур Р. Л., Зернаев П. В., Чуканов М. В.* Определение степени ассоциации малых количеств фтористого водорода в системе HF – UF₆ // Известия вузов. Физика. — 2009. — Т. 52, № 7/2. — С. 44–48.
Vasenin I. M., Krainov A. Yu., Mazur R. L., Zernaev P. V., Chukanov M. V. Opredelenie stepeni assotsiatsii malykh kolichestv fluoristogo vodoroda v sisteme HF – UF₆ [Determination of the degree of association of small amounts of hydrogen fluoride in system HF – UF₆] // Izvestiya vuzov. Fizika. — 2009. — Vol. 52, No. 7/2. — P. 44–48 (in Russian).
- Годунов С. К., Забродин А. В., Иванов М. Я.* Численное решение многомерных задач газовой динамики. — М.: Наука, 1976. — 400 с.
Godunov S. K., Zabrodin A. V., Ivanov M. Ya., Kraiko A. N., Prokopov G. P. Chislennoe reshenie mnogomernykh zadach gazovoy dinamiki [Numerical solution of multi-dimensional problems of gas dynamics]. — М.: Nauka, 1976. — 400 p. (in Russian).
- Горелик А. Г., Амитин А. В.* Десублимация в химической промышленности. — М.: Химия, 1986.
Gorelik A. G., Amitin A. V. Desublimatsiya v khimicheskoy promyshlennosti [Desublimation in chemical industry]. — М.: Khimiya, 1986 (in Russian).
- Губанов С. М., Крайнов А. Ю.* Численное моделирование охлаждения емкостей для десублимации паров // Компьютерные исследования и моделирование. — 2011. — Т. 3, № 4. — С. 383–388.
Gubanov S. M., Krainov A. Yu. Chislennoe modelirovanie okhlazhdeniya emkostey dlya desublimatsii parov [Mathematical simulation of non-stationary ventilation processes of coal mining] // Computer Research and Modeling. — 2011. — Vol. 3, No. 4. — P. 383–388 (in Russian).
- Губанов С. М., Крайнов А. Ю., Васенин И. М.* Экспериментально-теоретическое исследование охлаждения емкостей для десублимации паров // Известия высших учебных заведений. Физика. — 2013. — Т. 56, № 6–3. — С. 119–121.
Gubanov S. M., Krainov A. Yu., Vasenin I. M. Eksperimental'no-teoreticheskoe issledovanie okhlazhdeniya emkostey dlya desublimatsii parov [Experimental and theoretical study of the cooling capacities for sublimation vapor] // Izvestiya vuzov. Fizika. — 2013. — Vol. 56, No. 6–3. — P. 119–121 (in Russian).
- Губанов С. М., Крайнов А. Ю., Громов О. Б., Мазур Р. Л., Кочубеева С. Л.* Математическое моделирование газодинамических процессов охлаждения аппаратов для десублимации гексафторида урана // Химическая промышленность. — 2012. — Т. 89, № 3. — С. 129–137.
Gubanov S. M., Krainov A. Yu., Gromov O. B., Mazur R. L., Kochubeeva S. L. Matematicheskoe modelirovanie gazodinamicheskikh protsessov okhlazhdeniya apparatov dlya desublimatsii geksaforida urana [Mathematical modeling of gas-dynamic processes of cooling devices for uranium hexafluoride desublimation] // Khimicheskaya promyshlennost'. — 2012. — Vol. 89, No. 3. — P. 129–137 (in Russian).
- Дурновцев М. И., Крайнов А. Ю., Губанов С. М., Чуканов М. В.* Измерение давления насыщенных паров фтористого водорода в области низких температур // Известия высших учебных заведений. Физика. — 2015. — Т. 58, № 2–2. — С. 10–13.
Durnovtsev M. I., Krainov A. Yu., Gubanov S. M., Chukanov M. V. Measuring the pressure of saturated vapor of hydrogen fluoride at low temperatures // Russian Physics Journal. — 2015. — Vol. 58, No. 2–2. — P. 10–13 (Original Russian paper: *Durnovtsev M. I., Krainov A. Yu., Gubanov S. M., Chukanov M. V.* Izmerenie davleniya nasyshchennykh parov fluoristogo vodoroda v oblasti nizkikh temperatur // Izvestiya vuzov. Fizika. — 2015. — Vol. 58, No. 2–2. — P. 10–13).
- Картавых А. А., Васенин И. М., Губанов С. М., Крайнов А. Ю., Чуканов М. В.* Оценка влияния откачивания газовой смеси на процесс десублимации HF // Известия высших учебных заведений. Физика. — 2015. — Т. 58, № 2–2. — С. 95–98.
Kartavykh A. A., Vasenin I. M., Gubanov S. M., Krainov A. Yu., Chukanov M. V. Estimation of influence of pumping out of the gas mix on process desublimation HF // Russian Physics Journal. — 2015. — Vol. 58, No. 2–2. — P. 95–98 (Original Russian paper: *Kartavykh A. A., Vasenin I. M., Gubanov S. M., Krainov A. Yu., Chukanov M. V.* Otsenka vliyaniya otkachivaniya gazovoy smesi na protsess desublimatsii HF // Izvestiya vuzov. Fizika. — 2015. — Vol. 58, No. 2–2. — P. 95–98).
- Лойцянский Л. Г.* Механика жидкости и газа. — М.: Наука, 1987. — 840 с.
Loitsyanskiy L. G. Mekhanika zhidkosti i gaza [Fluid Mechanics]. — М.: Nauka, 1987 (in Russian).
- Справочник по теплообменникам. В двух томах. Т. 1.* — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 561 с.
Petukhov and V. K. Shikov (Eds.) Spravochnik po teploobmennikam. V dvukh tomakh. T. 1. [Handbook of Heat Exchangers: in 2 vols.]. — М.: Énergoatomizdat, 1987 (in Russian).