

Задача решалась в осесимметричной постановке; деформации и напряжения, возникающие за счет нагрева материала, не учитывались. Выбранная расчетная модель Extended Druker-Prager (EDP) учитывала поведение сыпучих материалов (грунтов, песков и др.) под действием приложенных нагрузок и выполнялась с учетом анализа на сходимости при изменении количества элементов. Анализ поведения материала при заданных рабочих условиях позволил разработать рекомендации и методику инженерного расчета процесса уплотнения наноразмерного материала в канале фильеры, представленную на рис.4.

Таким образом, можно заключить, что компьютерное моделирование является одним из актуальных методов исследования новых материалов с содержанием наноразмерных компонентов, чье поведение пока не представляется возможным изучать с помощью реального технологического оборудования. Результаты моделирования позволят в дальнейшем сократить риски при переходе от модели к действующим технологиям, а также дадут возможность проводить технологические процессы на производстве в безопасных режимах без дополнительных трудоемких экспериментов. В целом, современные интерактивные среды моделирования являются мощными инструментальными средствами, позволяющими спрогнозировать поведение различных материалов и систем на этапах их получения и отработки технологий в промышленности.

Литература:

1. Generalov M.B., Klevleev V.M., Kuznetsova I.A., Pilyagina A.O. Dynamic drawing of powder material through a conical die. Chemical and Petroleum Engineering, 2009, Volume 45, Numbers 1-2, P. 57-59.
2. Клевлеев В.М., Кузнецова И.А. Теоретическая модель процесса уплотнения ультрадисперсного материала в сужающейся фильере с учетом изменения коэффициента бокового давления. «Химическое и нефтегазовое машиностроение», № 9, 2010. с. 3-7.
3. Кузнецова И.А., Лаптев Н.И., Клевлеев В.М. Особенности поведения наноразмерных материалов при компактировании и модель формования их в сложном канале фильеры. Спецборник СамГТУ, вып. № 5, 2010., с. 73-81.
4. Левицкий А.А. Информатика. Основы численных методов. Лабораторный практикум. КГТУ. 2005. 120 с.
5. Шимановский А.О., Путято А.В. Применение метода конечных элементов в решении задач прикладной механики. Гомель: БГУТ, 2008. – 64 с.

Моделирование процессов тепло- и массообмена в вакуумной градирне

д.т.н. проф. Маринюк Б.Т., к.т.н. Крысанов К.С., Спритнюк С.В.

*Университет машиностроения
8(926)905-84-34, spritnyuk@ya.ru*

Аннотация. В статье рассмотрен процесс охлаждения воды методом вакуумно-испарительного воздействия в сочетании с конвективным движением воздуха в противотоке. Проведено сравнение с методом охлаждения воды в вентиляторной градирне. Выявлены преимущества описанного способа охлаждения. Представлена схема и принцип действия установки. Изложена аналитическая модель расчета предельного значения конечной температуры воды при конкретных условиях ведения процесса. Результаты расчетов и опытов приведены в виде графика.

Ключевые слова: вакуумно-испарительное охлаждение воды, вакуумная градирня, водокольцевой насос.

Охлаждение воды в холодильной технике занимает особое место. Традиционно осуществляется в водоохладителях, работающих на фреонах. Парокомпрессионный цикл, таким образом, организуется при участии посредника, которым является рабочее вещество. На наш взгляд, более рационально вести процесс с использованием объекта охлаждения в качестве

холодильного агента, во-первых, потому, что вода обладает совершенными теплофизическими свойствами, теплота парообразования у нее в два раза больше чем у аммиака, и, во-вторых, потому, что в испарителе при этом может отсутствовать теплопередающая поверхность, а следовательно, и связанный с ней перепад температур. Такой процесс можно реализовать, осуществляя непосредственное вакуумное воздействие на воду в вакуумно-испарительной машине. Пределом охлаждения воды здесь является точка замерзания. Интерес представляет также совмещение конвективного процесса отвода тепла от воды за счет потока воздуха окружающей среды с вакуумным процессом откачки.

Данная работа посвящена изучению совместного воздействия вакуумно-испарительного и конвективного механизмов теплообмена воды с воздухом. Понятно, что в этом случае следует рассчитывать на применение «мягкого» вакуума с остаточным давлением P_0 не ниже 100 мм. рт. ст. Достижение такого вакуума возможно в вакуумных насосах механического типа: водокольцевых, многопластинчатых вращательных, вращательных насосов с масляным уплотнением и даже двухроторных насосах, осуществляющих откачку в окружающую атмосферу.

Практическое применение такого процесса возможно при охлаждении оборотной воды в вакуумных градирнях. Известно, что в современных градирнях пределом охлаждения воды является температура мокрого термометра t_m . Реально в вентиляторных градирнях глубина подохлаждения воды не превышает 4-5°C. В то же время, понижение температуры воды, идущей на охлаждение конденсаторов, на один градус в современных фреоновых холодильных машинах позволяет снизить давление конденсации и, соответственно, уменьшить расход энергии на сжатие рабочего вещества на 4%.

Принципиальная схема опытной установки, реализующей данный процесс включает в себя быстроходный вакуумный насос-компрессор, испаритель, форсунку для подачи и распыла воды и циркуляционный центробежный насос. В качестве насос-компрессора применяли водокольцевую машину марки ВВН-6 с предельным остаточным давлением 60 мм. рт. ст. и производительностью 0,05 м³/с. Испаритель – вертикальный резервуар со съёмной крышкой и внутренним объемом 100 л. На установке имеется образцовый вакуумметр пружинного типа и термодары для замера температуры воды.

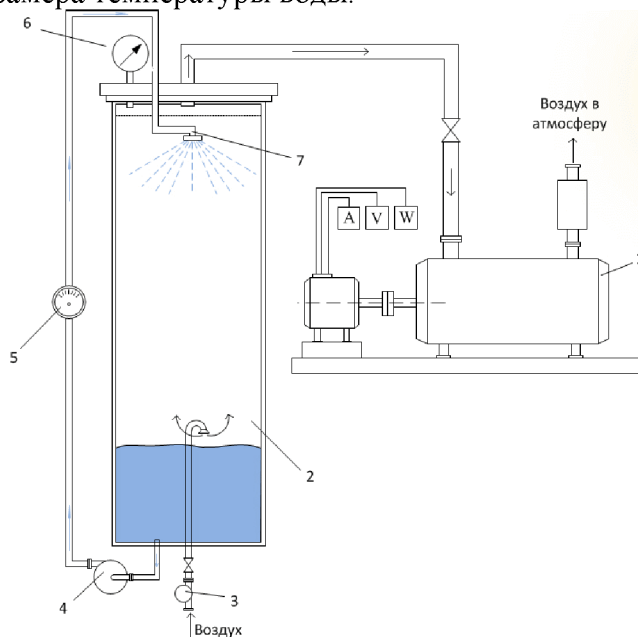


Рисунок 1 – Принципиальная схема установки: 1 – водокольцевой вакуумный насос типа ВВН-6; 2 – водоохлаждающее устройство; 3 – ротаметр; 4 – насос; 5 – счетчик расхода воды; 6 – вакуумметр; 7 – форсунка

Аналитическая модель расчета предельного значения конечной температуры охлаждения расхода воды G_w за один цикл охлаждения включает три уравнения, устанавливающие основные отношения между параметрами процесса. При проведении расчетов по представленным уравнениям была учтена масса алюминиевого резервуара, в полости которого проводили опыт. Расчеты следует проводить до момента, когда температура воды на выходе практически перестанет изменяться, это значение температуры и составит предел охлаждения в условиях ведения процесса.

$$G_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_w^{BX} - T_w^{ВЫХ}) = \alpha_b \cdot F \cdot (\bar{T}_w - \bar{T}_b) + \frac{\alpha_b \cdot F \cdot r}{C_{p_b}} \cdot \left(\bar{d}'' - \bar{d}_{вл} \cdot \frac{P_0}{P_{атм}} \right); \quad (1)$$

$$G_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_w^{BX} - T_w^{ВЫХ}) = G_b \cdot C_{p_b} \cdot (T_b^{BX} - T_b^{ВЫХ}); \quad (2)$$

$$\rho_{вл.б}^{ВЫХ} = \rho_{вл.б}^{BX} + \frac{\alpha_b \cdot F}{C_{p_b} \cdot s} \cdot \left(\bar{d}'' - \bar{d}_{вл} \cdot \frac{P_0}{P_{атм}} \right), \quad (3)$$

где: C_{p_b} – теплоемкость воздуха, Дж/кг·гр; α_b – коэффициент теплоотдачи от разреженного воздуха к поверхности капель, Вт/м²·гр; $\rho_{вл.б}$ – плотность водяного пара в воздухе при начальной и конечной температуре воздуха, кг/м³; \bar{d}'' – средняя плотность насыщенного водяного пара у поверхности капли, кг/м³; s – удельная скорость откачки, м³/с; r – теплота испарения влаги, Дж/кг; F – суммарная поверхность капель, м²; G_w – расход охлаждаемой воды, кг/с; G_b – расход воздуха, кг/с, T_b – температура воздуха, °С; T_w – температура воды, °С.

Расчеты, проведенные по приведенным уравнениям, представлены в виде графика зависимости конечной температуры охлаждаемой воды от величины остаточного давления $T_w^k = f(P)$ при фиксированных значениях, α_b , ρ , s , r , Φ , C_p , T_b .

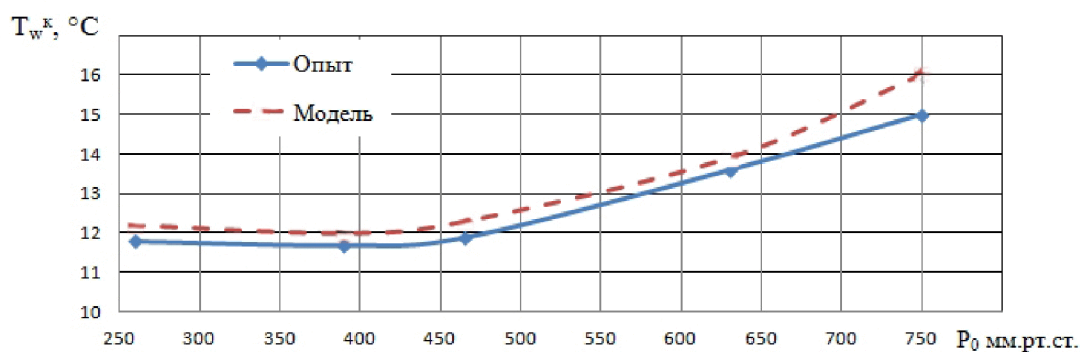


Рисунок 2 – Зависимость конечной температуры охлаждаемой воды от величины остаточного давления в безнасадочной вакуумной градирне

Как следует из графика, расчетные и опытные значения предельной конечной температуры находятся в удовлетворительном согласовании. По мере возрастания остаточного давления P_0 значение конечной температуры возрастает. При значении остаточного давления в градирне $P_0=380\div 420$ мм. рт. ст. заметно достижение минимального значения температуры охлаждаемой воды, что можно объяснить наличием максимального теплоотвода от нее при сочетании обоих механизмов тепло- и массопереноса.

Данная модель может быть также распространена для расчета конечной температуры охлаждаемой воды в классической градирне с регулярной насадкой и известными ее характеристиками: пористостью Fv , $\frac{M^3}{M^3}$, удельной поверхностью ϵ , $\frac{M^2}{M}$, эквивалентным диамет-

ром d_3 , м². Для этого в уравнении (1) модели необходимо заменить значение суммарной поверхности капель F на значение теплопередающей поверхности насадки F_n , по которой стекает вода в пленочном режиме.

Предложенный метод позволяет обоснованно вести расчет как обычных вентиляторных градирен с регулярной насадкой, так и вакуумных водоохладителей. В существующих подходах выбора градирен не учитываются характеристические параметры работы аппарата, точные показатели воздуха и воды, а также место расположения градирни по отношению к уровню моря и параметрам влажности воздуха.

Литература

1. Калатузов В.А. Расчетные зависимости тепломассообмена по результатам натурных испытаний градирен. Промышленная энергетика. Выпуск 8. М., 2006.
2. Курьлев Е.С., Герасимов А.А. Холодильные установки: Учебник для студентов вузов 3-е изд. Перераб. и дополн. – Л.: Машиностроение, 1980.
3. Маринюк Б.Т. Теплообменные аппараты ТНТ, конструктивные схемы и расчет. М.: Энергоатомиздат, 2009.

Математическое и программное обеспечение расчета сильфонных компенсаторов на прочность

д.т.н. проф. Луганцев Л.Д., Трубаева И.Ю.
Университет машиностроения
8(499)267-16-33

Аннотация. Изложены метод и алгоритм численного анализа напряженно-деформированного состояния компенсаторов сильфонного типа с его реализацией в виде программного обеспечения для ЭВМ. Приведен пример расчета и оптимального проектирования сильфонного компенсатора.

Ключевые слова: сильфонный компенсатор, малоцикловая прочность, метод конечных элементов

Сильфонные компенсаторы (рисунок 1) находят все более широкое применение в различных отраслях промышленности. Их применение для компенсации температурных деформаций элементов конструкций дает возможность повысить рабочие параметры оборудования, упростить структуру производственных объектов, сократить габариты, получить в результате существенный технический и экономический эффект.



Рисунок 1 – Сильфонные компенсаторы