

$$Nu_{D_2} = 0,450 \cdot 10^{-4} \cdot Re_2^{1,5} \cdot Re_{жк}^{0,4} ; \quad (1)$$

для поперечной схемы контактирования

$$Nu_{D_2} = 194 \cdot i0^{-4} \cdot Re_2^{0,72} \cdot Re_{жк}^{0,2} . \quad (2)$$

Уравнение (1) получено при коэффициенте шероховатости $k=12,5$ и высоте насадки $H_{PH}=0,40$ м. Пересчет к иным значениям H_{PH} и иным температурным условиям обеспечивается выражениями (3) и (4):

$$Nu'_D = Nu \cdot \left(\frac{H_{PH}}{0,3} \right)^{-1,02} ; \quad (3)$$

$$Nu''_D = Nu \left(\frac{t_{жк\text{ вк}}}{35} \right)^{0,45} . \quad (4)$$

Проведенные нами исследования позволяют сделать следующие заключения: оптимальные геометрические параметры полимерной насадки регулярной структуры шаг $P=10 \dots 14$ мм, высоты гофра $E=3 \dots 4$ мм; оптимальная форма ребра регулярной шероховатости определяется численным значением $K_{оп}$ в пределах $8 \dots 14$; наилучшее соотношение поверхностей теплообмена составляет $0,3 \dots 0,5$.

УДК 621.928.3

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ВОДООХЛАДИТЕЛЕЙ

А.В. Киркор, А.А. Носиков

УО «Могилевский государственный университет продовольствия»
Могилев, Республика Беларусь

Практически ни одно пищевое производство не обходится без теплообменного оборудования, требующего отведения тепла (конденсаторы холодильных машин и выпарных установок, охладители молока, соков, овощных и фруктовых паст и пюре). Как свидетельствует мировой опыт и отечественная производственная практика, охлаждение такого оборудования экономически целесообразнее осуществлять водою, циркулирующей по замкнутому контуру (оборотной водой). Нагретую же воду следует охлаждать атмосферным воздухом при их непосредственном контакте, т.е. использовать принцип испарительного охлаждения оборотной воды как наиболее эффективный и позволяющий глубже проводить процесс.

На этом принципе основана работа многих типов водоохладителей: брызгальных бассейнов, атмосферных, инжекционных, башенных и вентиляторных градирен. Выбор предпочтительного типа водоохладителя должен базироваться на всестороннем анализе его технических показателей, как абсолютных (тепловая нагрузка, глубина охлаждения, занимаемая площадь), так и относительных либо приведенных. Одним из таких показателей является тепловой КПД устройства η_T . Он характеризует полноту протекания процесса, т.к. учитывает на сколько процесс охлаждения в существующем водоохладителе приближается к теоретически возможному пределу охлаждения и выражается как

$$\eta_T = \frac{\Delta t_P}{\Delta t_T} = \frac{t_{W1} - t_{W2}}{t_{W1} - t_M}$$

где t_{W1} , t_{W2} и t_M - соответственно температуры воды поступающей на охлаждение, охлажденной и температура воздуха по смоченному термометру.

Расчет теплового КПД, выполненный для перечисленных типов охладителей, показал, что максимальным η_T обладают вентиляторные градирни и брызгальные бассейны ($\eta_T = 0,72 \div 0,7$), а значения $\eta_T = 0,37 \div 0,44$ характерны для инжекционных и атмосферных градирен. Низкие значения η_T для последних типов охладителей объясняются условиями недостаточно активного взаимодействия атмосферного воздуха с охлаждаемой водой с одной стороны, а с другой -- недостаточным количеством атмосферного воздуха, инжектируемого в факел распыла охлажденной воды вследствие низких начальных скоростей движения воды на выходе из диспергирующих устройств градирен.