

УДК 66.045.1:519

Данилов Ю.Б., Коломиец В.Н., Харченко М.А., Ладченко С.А.

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
МОДЕЛИ ОРОСИТЕЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА
ИЗ ФТОРОПЛАСТОВЫХ ТРУБОК**

ОАО «УкрНИИХиммаш»

Среди многообразных типов теплообменной аппаратуры свое место в технике прочно заняли теплообменники из полимерных материалов, в том числе теплообменники из фторопласта. Обладая комплексом уникальных ценных свойств – непревзойденной коррозионной стойкостью, инертностью к продукту, устойчивостью к загрязнениям, компактностью, – эти аппараты находят большое применение в самых различных отраслях промышленности.

ОАО «УкрНИИХиммаш» разработал и испытал в промышленности различные типы теплообменной аппаратуры из фторопласта – погружные, кожухотрубчатые, встраиваемые – площадью поверхности теплообмена до 50 м². Однако во многих случаях, особенно в производствах большой химии, требуются более производительные теплообменники площадью поверхности теплообмена 100 м² и выше. Эта необходимость способствовала началу разработки нового типа теплообменников из фторопласта – оросительных конструкций.

Оросительная конструкция теплообменных аппаратов выбрана вследствие того, что данный тип теплообменной аппаратуры имеет широкое применение в химической промышленности из-за упрощенной конструкции, удобства изготовления и эксплуатации, сравнительно легкого достижения необходимой теплопроизводительности, пониженного расхода воды. При разработке также преследуется цель уменьшить или устранить полностью присущие недостатки подобных конструкций из металла.

Для оросительных теплообменников характерны потери воды с разбрызгиванием. Большое разбрызгивание наблюдается при использовании круглых труб, особенно при больших расстояниях между трубами и значительных ($\Gamma > 400$ кг/м²·ч) плотностях орошения. Стремление снизить эти потери приводит к эксплуатации теплообменников при малых расходах орошающей воды ($\Gamma = 100 \dots 150$ кг/м²·ч) к наименее выгодному режиму по теплотехническим показателям. В некоторой степени получаемые потери компенсируют за счет увеличения доли тепла на испарение орошающей воды, которое всегда имеет место в оросительных теплообменниках. Однако, в таких случаях эта доля становится существенной, и теплообменник из оросительного превращается в испарительно-оросительный. Эксплуатация оросительных теплообменников в таких режимах невыгодна. Во-первых, увеличиваются затраты на чистку наружной поверхности труб от интенсивного отложения солей. И, во-вторых, что более серьезно – ухудшается экологическая ситуация в зоне предприятия. Выделяющаяся в атмосферу влага, насыщаясь газообразными выбросами производства (например, оксидами азота, серы), способствует развитию коррозии оборудования и сооружений. При выходе из строя труб большого диаметра происходит сильное закисление водооборотного контура, что требует больших затрат для восстановления качества воды.

Опыт эксплуатации разработанных ОАО «УкрНИИХиммаш» фторопластовых теплообменников подтверждает возможность создания эффективных конструкций оро-

сительных теплообменников из фторопласта площадью поверхности теплообмена до 500 м² используя блочно-модульный принцип.

Такие конструкции, рассчитанные на работу с большими материальными и тепловыми потоками, могут стать одним из вариантов решений проблемы выбора оборудования при совершенствовании и реконструкции предприятий.

В основу разработки оросительного теплообменника из фторопласта была положена математическая модель. Модель составлялась для оросительного теплообменника с фторопластовыми горизонтальными трубками, образующими как горизонтальные, так и вертикальные ряды, включенные параллельно друг другу по продукту. Охлаждаемый теплоноситель, проходя по трубке, охлаждается орошающей водой до определенной температуры. Изменение температуры теплоносителя на входе и выходе из трубки зависит от его расхода (скорости в трубке), от плотности орошения, от теплопередающих свойств материала трубки, от времени пребывания теплоносителя в трубке, т.е. от ее длины. Поэтому при разработке математической модели задавались лишь начальными температурами теплоносителя (t_H^T) и орошающей воды (t_H^B). Конечные температуры теплоносителя и орошающей воды определялись в процессе счета.

В основу разработки модели было положено равенство тепловых потоков $Q_1 = Q_2 = Q_3$, где Q_1 – количество тепла, отданного кислотой при охлаждении, ккал/ч; Q_2 – количество тепла, воспринятого орошающей водой, ккал/ч; Q_3 – количество тепла, переданного через стенку трубки, ккал/ч.

Это равенство при заданных гидродинамических режимах допустимо при определенном Δt_1 (разность между температурами теплоносителя на входе и выходе трубки). Задавая начальное значение Δt_1 определяем:

$$Q_1 = c_1 \cdot \varphi_1 \cdot \Delta t_1,$$

где c_1 – удельная теплоемкость теплоносителя, ккал/кг·град; φ_1 – расход кислоты, кг/ч; $\varphi_1 = \omega \cdot s \cdot \rho \cdot 3600$; ω_1 – скорость кислоты, м/с; s – проходное сечение потока кислоты, м²; ρ – плотность кислоты, кг/м³.

По уравнению теплового баланса тепло, отданное теплоносителем воспринимается орошающей водой, т.е. $Q_1 = Q_2$. Исходя из этого определяем Δt_2 (разность между конечной и начальной температурами орошающей воды) из равенства $Q_2 = c_2 \cdot \varphi_2 \cdot \Delta t_2$.

$$\Delta t_2 = Q_2 / c_2 \cdot \varphi_2,$$

где c_2 – удельная теплоемкость орошающей воды, ккал/кг·град; φ_2 – расход орошающей воды, кг/ч; $\varphi_2 = 2 \cdot l \cdot \Gamma$; Γ – плотность орошения, кг/м·ч; l – длина орошаемого ряда трубок, м.

На основе этого конечная температура кислоты $t_{кон}^K = t_{нач}^K - \Delta t_1$ и конечная температура орошающей воды $t_{кон}^B = t_{нач}^B + \Delta t_2$.

Движущая сила теплообмена Δt_{cp} определялась как среднеарифметическое между значениями Δt по прямотоку и противотоку.

Тепловой поток, проходящий через стенку, определяется по уравнению

$$Q_3 = K \cdot F \cdot \Delta t_{cp},$$

где F – площадь поверхности теплообмена, m^2 ; K – коэффициент теплопередачи, $ккал/m^2 \cdot ч \cdot град$; $K = \frac{1}{1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + \delta/\lambda}$; α_1 – коэффициент теплоотдачи со стороны кислоты определяли по общепринятой методике расчета в зависимости от режима течения [1]; α_2 – коэффициент теплоотдачи со стороны орошения определяли согласно зависимости $\alpha_2 = 122 \cdot \Gamma^{0,4}$ [2].

Сходимость результатов $Q_1 = Q_2 = Q_3$ достигалась методом интеграционного типа и оценивалась разницей в 0,1 при постоянном изменении Δt_1 . Первоначально заданное Δt_1 уточнялось таким образом: если $Q_1 = Q_2 < Q_3$, то Δt_1 уменьшалось с шагом 0,001 до тех пор, пока не достигалась необходимая сходимость.

Если же $Q_1 = Q_2 > Q_3$, то первоначально заданное Δt_1 увеличивалось с тем же шагом до величины, при которой обеспечивалась сходимость. Нужно отметить, что при одинаковых скоростных режимах, имея одинаковые температуры на входе в трубки, в вертикальных рядах сверху вниз разность температур между входом и выходом из трубок падает. Это связано с тем, что при одной и той же поверхности теплообмена и одинаковом коэффициенте теплопередачи тепловой поток падает в результате снижения температурного напора, т.е. по мере увеличения числа вертикальных рядов трубок эффективность работы нижних рядов будет падать и тем быстрее, чем ниже плотность орошения.

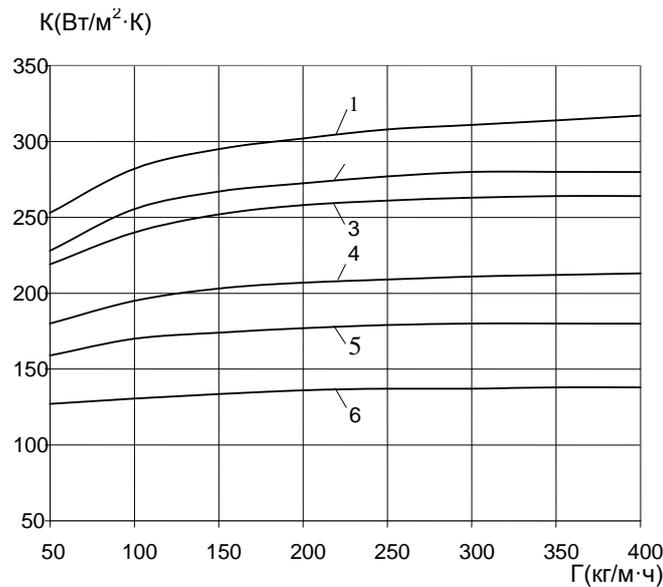
По разработанной математической модели составлена программа расчета для систем «вода-вода» и «вода-кислота». Диапазон скоростных режимов для этих систем выбирался на основании опыта работы кожухотрубчатых и погружных теплообменных аппаратов из фторопласта и составлял 0,5; 0,8; 1,2 м/с [3]. Каждый из этих режимов был просчитан на длины трубок 5, 8, 12, 15 м при орошении от 50 до 400 $кг/м \cdot ч$ с шагом 50. Количество вертикальных рядов труб теплообменника, для которых проводился счет – 125 (25 групп по 5 рядов).

Проведенный анализ расчетных данных дал возможность выбрать наиболее приемлемые режимы работы теплообменного аппарата оросительного типа с фторопластовыми трубками $d_{en} = 0,005$ м и конструктивных параметров и рекомендовать:

- плотность орошения – 150–300 $кг/м \cdot ч$;
- скорость теплоносителя в трубках – 0,5–0,8 м/с;
- длина трубок – 6–10 м;
- количество рядов по вертикали – не более 100 при плотности орошения 300 $кг/м \cdot ч$ и не более 50 при плотности орошения 150 $кг/м \cdot ч$.

Выбранные на основании анализа расчетных данных наиболее приемлемые конструктивные параметры и режимы работы оросительного теплообменника из фторопластовых трубок были проверены при испытании экспериментального оросительного теплообменника из фторопластовых трубок $d_{en} = 0,005$ м.

На рис. 1 приведен график зависимости коэффициента теплопередачи от плотности орошения $K = f(\Gamma)$ для систем – «вода-вода» и «вода-кислота». Графическая зависимость наглядно показывает, что для каждой из приведенных систем кривая $K = f(\Gamma)$ располагается тем выше, чем больше скорость в трубках, т.е. с повышением скорости увеличивается коэффициент теплоотдачи.



Система «вода-вода» – кривые 1, 2, 3;
 Скорости в трубках соответственно 1,2; 0,8; 0,5 м/с;
 Система «вода-кислота» – кривые 4, 5, 6;
 Скорости в трубках соответственно 1,2; 0,8; 0,5 м/с

Рисунок 1 – График зависимости коэффициента теплопередачи от плотности орошения (трубки $\varnothing 6,2 \times 0,6$ мм)

Вместе с тем с увеличением плотности орошения коэффициент теплопередачи при фиксированной скорости теплоносителя в трубках растет. Причем значительное увеличение коэффициента теплопередачи наблюдается при плотностях орошения до 200 кг/м·ч.

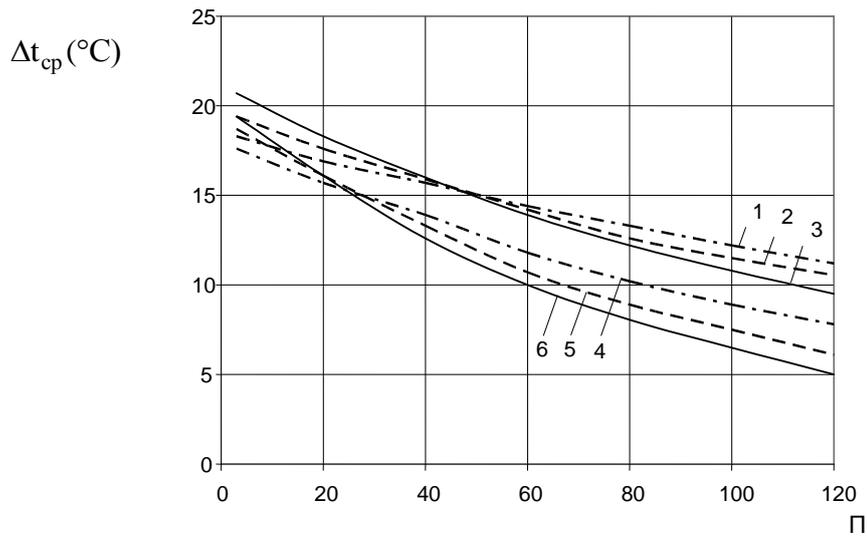
На рис. 2 приведена графическая зависимость изменения движущей силы теплообмена Δt_{cp} в вертикальных рядах трубок при различных скоростях теплоносителя и плотности орошения.

График показывает нелинейное падение движущей силы теплообмена по рядам и ее зависимость от плотности орошения. С ростом плотности орошения эффективность теплопередачи нижних рядов значительно возрастает.

Распределение относительной тепловой нагрузки по рядам представлено на рис. 3. Вертикальные ряды были разбиты на пять секций по двадцать пять рядов.

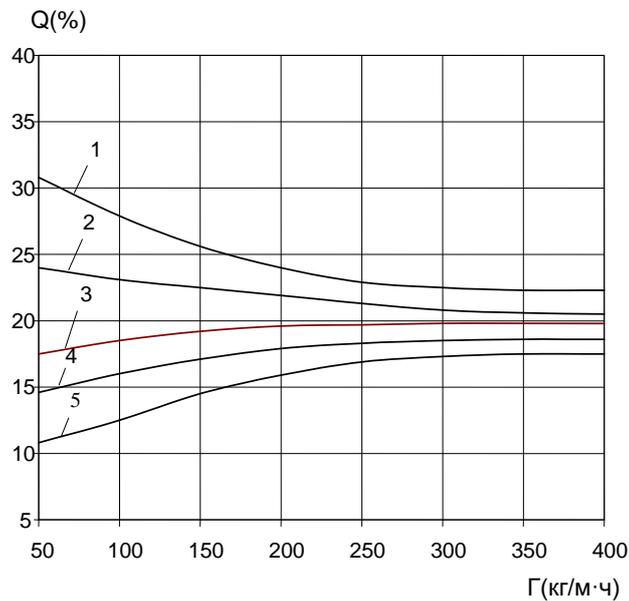
Кривые 1, 2, 3, 4, 5 – это кривые изменения относительной тепловой нагрузки в секциях в зависимости от плотности орошения. При малых плотностях орошения доля тепловой нагрузки 1-й, 2-й секции значительно превосходит относительную долю тепловой нагрузки 3-й, 4-й, 5-й секций. Затем с увеличением плотности орошения относительная тепловая нагрузка 1-й и 2-й секций падает, а 3-й, 4-й, 5-й увеличивается. Причем кривые 1, 2, 3, 4, 5 асимптотически сближаются, стремясь к относительной тепловой нагрузке равной 20 %.

Таким образом, испытания экспериментального оросительного теплообменника из фторопластовых трубок подтвердили известную зависимость эффективности теплопередачи от плотности орошения и скорости течения в трубном пространстве. Абсолютные значения коэффициентов теплопередачи, вычисленные по результатам опытов ниже на 17–22% от рассчитанных теоретически, что необходимо учитывать при расчете оросительных фторопластовых теплообменников.



Система «вода-кислота», длина трубок 8 метров;
 кривые 1, 2, 3 для $\Gamma = 200$ кг/м·ч;
 кривые 4, 5, 6 для $\Gamma = 100$ кг/м·ч;
 скорости в трубках соответственно 0,5; 0,8; 1,2 м/с

Рисунок 2 – График зависимости движущей силы теплообмена от количества вертикальных рядов в аппарате



Система «вода-кислота» длина трубок 8 метров;
 скорость в трубках 0,8 м/с;
 кривые 1, 2, 3, 4, 5 – секции аппарата по вертикали сверху вниз

Рисунок 3 – График зависимости относительной тепловой нагрузки секций аппарата от плотности орошения

Проведенные математические и экспериментальные исследования позволили выявить оптимальные параметры эксплуатации оросительных теплообменников из

фторопласта, уточнить методику расчета их конструкций, определить параметры конструкции промышленного образца. Подтверждена целесообразность его изготовления отдельными модулями. Причем, с целью повышения эффективности теплообмена необходимо ограничивать трубные пучки по высоте 15–20-ю рядами труб, а каждую такую секцию снабдить своим оросителем. Наиболее оптимальная плотность орошения для фторопластовых оросительных теплообменников лежит в пределах 150–300 кг/м·ч.

Разработка подобных конструкций на новом технологическом витке технического прогресса позволяет избавиться от недостатков традиционных конструкций оросительных теплообменников из металла.

Выполненные исследования подтверждают, что это может быть достигнуто за счет следующих преимуществ оросительных теплообменников из фторопласта:

1. С уменьшением размера применяемых труб и соответствующего уменьшения расстояния между ними резко сокращаются или исключаются полностью потери орошающей воды с разбрызгиванием.

2. Эффективная работа оросительного теплообменника из фторопластовых трубок малого диаметра возможна при значительно меньших плотностях орошения, что выгодно с энергетической точки зрения. При этом сохраняется чисто оросительный режим теплопереноса, когда доля тепла за счет испарения влаги сводится к минимуму и составляет в общем балансе единицы процентов. Сокращению испаряемой влаги благоприятствует также высокая насыщенность теплообменной поверхностью объема, занимаемого собственно теплообменником. Удельная поверхность в оросительных теплообменниках из фторопласта может составлять 100 м²/м³ и более. Тогда как в чугунных она составляет 7–10 м²/м³. А это значит, что на порядок увеличивается количество воды на единицу объема теплообменного пучка при тех же плотностях орошения. То есть трубный пучок из фторопластовых трубок находится в плотной водяной рубашке, которая препятствует воздухообмену, а следовательно, и уносу паров.

3. Конструируя оросительный теплообменник по блочно-модульному принципу можно легко варьировать его возможности, добиваясь наиболее эффективной работы теплообменника в конкретных условиях, увеличивая его мощность добавлением блоков.

4. Сокращаются затраты на обслуживание теплообменника. Антиадгезионные свойства фторопластовой теплообменной поверхности исключают образование загрязнений и всякого рода отложений на поверхности теплообменных труб, за счет чего обеспечивается постоянство теплопередачи в процессе эксплуатации. Обслуживание сводится к эпизодическому промыванию трубных пучков струей воды без разборки и остановки аппарата.

5. Высокая стойкость фторопласта в коррозионных средах сводит к минимуму возможность выхода трубок из строя. Вследствие сокращаются потери кислоты при авариях и неизмеримо уменьшаются степень закисления водооборотного контура и затраты на восстановление качества оборотной воды.

Проведенная работа подтвердила принципиальную возможность создания нового типа теплообменных аппаратов из фторопласта – оросительных холодильников большой тепловой производительности.

Литература

1. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. М.: Химия, 1976.
2. Семилет З.З. Оросительные теплообменники химических производств. М.:1961.
3. Перцев Л.П., Ефременко И.П. Трубчатые теплообменные аппараты из пластмасс. М.: Цинтихимнефтемаш, 1980.

УДК 66.045.1:519

Данілов Ю.Б., Коломієць В.М., Харченко М.А., Ладченко С.О.

**МАТЕМАТИЧНЕ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ
МОДЕЛІ ЗРОШУВАЛЬНОГО ТЕПЛООБМІННИКА
ІЗ ФТОРОПЛАСТОВИХ ТРУБОК**

ВАТ «УкрНДІхіммаш»

У роботі показана принципова можливість створення ефективних зрошувальних теплообмінників великої потужності із трубок фторопласта, призначених для охолодження високоагресивних продуктів у різних галузях промисловості, у тому числі у виробництві сірчаної кислоти.

Досліджено математичну та експериментальну моделі зрошувального теплообмінника, розроблені принципи створення промислової конструкції блочно-модульного типу.