

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ РОВНИЦЫ ПЕРЕД ПРЯДЕНИЕМ

В.М.КАРАВАЙКОВ, Н.В.КИСЕЛЕВ, И.С.СМИРНОВ

(Костромской государственной технологической университет)

В настоящее время на текстильных предприятиях используются прядильные машины мокрого способа прядения. Ровница непосредственно перед прядением замачивается в растворе определенного химического состава, нагретого до температуры 40÷50°C. В качестве греющего теплоносителя в ванну с раствором через перфорированную трубу подается "острый" пар. На 1 кг пряжи в среднем расходуется 2,75 кг влажного пара (примерно 1,3 Гкал на тонну пряжи).

При выработке 1000 т пряжи в год затраты на тепловую энергию в процессе прядения составят более 600 тыс. руб. в год. В связи с этим процесс мокрого прядения пряжи следует считать высокоэнергоёмким, что существенно влияет на себестоимость, а следовательно, и на конкурентоспособность продукции.

При энергетическом обследовании теплопотребляющего оборудования (ванны с раствором) были выявлены недостатки данного способа подогрева раствора:

- неравномерный подогрев раствора по объему ванны;
- уменьшение концентрации раствора вследствие подачи пара непосредственно в объем раствора и последующей его конденсации;
- неэффективное использование тепловой энергии пара.

Неравномерный подогрев раствора связан с тепло- и массообменными процессами, протекающими при нагреве. Существенное влияние оказывают гидравлические сопротивления, препятствующие движению пара по перфорированной трубе. Известно, что для обеспечения равномерного расхода необходимо, чтобы скорость тече-

ния пара по трубе оставалась примерно постоянной, что может быть обеспечено изменением гидравлического сопротивления по длине проходного сечения трубы.

При решении задачи использовалась математическая модель течения несжимаемой вязкой жидкости по перфорированной трубе [1]:

$$\begin{aligned} & \frac{d^2 Q}{dx^2} \left(\frac{a}{\rho} - \frac{\xi}{4\pi S} \operatorname{sign} Q \frac{dQ}{dx} \right) - \frac{d\xi}{dx} \left(\frac{dQ}{dx} \right)^2 \frac{\operatorname{sign} Q}{8\pi S} + \\ & + \frac{dQ}{dx} \left(\frac{1}{\rho} \frac{da}{dx} - \frac{2Q}{S^2} \right) + \\ & + \frac{Q^2}{S^3} \frac{dS}{dx} - \frac{\lambda}{8R_r} \frac{Q^2}{S^2} \operatorname{sign} Q = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

с граничными условиями: $Q(0) = Q_0$, $Q(h) = 0$, где Q – транзитный расход жидкости по трубе; $\frac{dQ}{dx}$ – путевой расход (через перфорацию трубы); a – коэффициент сопротивления наружного пограничного слоя жидкости у поверхности трубы; ρ – плотность жидкости (водяного пара); ξ – коэффициент сопротивления перфорации; S – площадь сечения трубы; R_r – гидравлический радиус трубы; λ – коэффициент гидравлического сопротивления трубы; g – ускорение силы тяжести; $\operatorname{sign} Q$ – знаковая функция, учитывающая направление циркуляции жидкости и способ подачи ее в трубу (для прямой циркуляции $\operatorname{sign} Q = 1$, для обратной $\operatorname{sign} Q = -1$); Q_0 – расход жидкости, подводимый к трубе; h – высота (длина) трубы.

Предварительные рекомендации по выравниванию расхода пара по длине трубы могут быть получены на основе анализа уравнения (1) в безразмерной форме.

Введем следующие безразмерные переменные, полагая

$$S = \frac{\pi d^2}{4}; \quad \xi = \text{const}; \quad a = 0; \quad \operatorname{sign} Q = 1;$$

$$\bar{Q} = \frac{Q}{Q_0}; \quad \bar{x} = \frac{x}{h}; \quad \bar{h} = \frac{h}{d}.$$

$$\text{Тогда } \frac{dQ}{dx} = \frac{Q_0}{h} \frac{d\bar{Q}}{d\bar{x}}, \quad \frac{d^2 Q}{dx^2} = \frac{Q_0}{h^2} \frac{d^2 \bar{Q}}{d\bar{x}^2} \quad \text{и}$$

уравнение (1) приводится к виду:

$$\frac{d^2 \bar{Q}}{d\bar{x}^2} = -\frac{8Q_0 h^2}{\xi} \left(4 + \frac{\lambda h Q_0}{d Q} \right). \quad (2)$$

Анализ уравнения (2) показывает, что для снижения неравномерности, определяемой абсолютной величиной левой части, необходимо уменьшать расход пара и отношение длины трубы к ее диаметру (что в условиях поставленной задачи невозможно или нецелесообразно), а также увеличивать коэффициент сопротивления перфорации. Сумма, стоящая в скобках, может как уменьшать (при малых значениях λ), так и увеличивать неравномерность, поскольку второе слагаемое отрицательно.

Для более детального анализа необходимо решить непосредственно уравнение (1). Это нелинейное дифференциальное уравнение второго порядка с граничными условиями. Для решения данного уравнения использовался алгоритм [1], сводящий его к системе двух уравнений первого порядка, которая решается методом стрельбы, причем для ускорения сходимости подбор начальных приближений для значений искомых функций в начале отрезка интегрирования организован с использованием метода сопряженных направлений для поиска безусловного минимума некоторой функции двух переменных.

Эта функция сформирована таким образом, что является положительно определенной и обращается в ноль тогда и только тогда, когда значения искомых функций удовлетворяют граничным условиям на конце отрезка интегрирования. Интегрирование уравнения выполняется по методу Рунге-Кутты.

Алгоритм реализован в виде программы на языке Delphi 4. Расчеты выполня-

лись при следующих допущениях: конденсат в полости трубы отсутствует; плотность пара постоянна и соответствует температуре насыщения при атмосферном давлении; коэффициент гидравлического сопротивления трубы вычисляется по

формуле Альтшуля: $\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_{ш}}{d} \right)^{0,25}$

для турбулентного режима и по формуле

Пуазейля: $\lambda = \frac{64}{Re}$ для ламинарного, где Re

– число Рейнольдса; $\Delta_{ш}$ – абсолютная эквивалентная шероховатость стенок трубы (принята равной 0,01 мм).

Для расчета распределения расхода пара по длине перфорированной трубы необходимо знать расход пара на входе в нее Q_0 , который непосредственно на прядильной машине не измеряется и регулируется вручную. Для оценочных расчетов эта величина может быть определена расчетным путем исходя из теплового баланса прядильной ванны. Площадь поверхности теплоотдачи днища ванны с учетом торцевых участков составляет $7,6 \text{ м}^2$; свободная поверхность равняется $5,8 \text{ м}^2$.

Для расчета коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции используем критериальное уравнение, справедливое для горизонтальных труб и пластин при свободной конвекции [2]:

$$\overline{Nu}_ж = 0,5 (Gr_ж Pr_ж)^{0,25} (Pr_ж / Pr_{ст})^{0,25}. \quad (3)$$

Со стороны днища ванны по формуле (3) $Nu_ж = 57,0$, а коэффициент теплоотдачи $2,8 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Тепловой поток от трубы к днищу по закону Ньютона-Рихмана составляет 255 Вт . Рассчитанный коэффициент теплоотдачи со свободной поверхности $2,82 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Поскольку греющая поверхность обращена вверх, значения коэффициента теплоотдачи увеличиваем на 30% [2]. Тепловой поток со свободной поверхности за счет конвекции составляет 255 Вт .

Потери на нагревание воды, поступающей с ровницей ($\sim 1 \text{ кТекс}$), при влажности ее $\sim 200\%$, скорости $\sim 2 \text{ см/с}$ и нагрее

ве на 12°C составляют $\sim 396 \text{ Вт}$. Суммарные потери тепла составляют 906 Вт . С учетом потерь на испарение с поверхности ванны принимаем общие теплопотери $\sim 1000 \text{ Вт}$. Для их компенсации необходим массовый расход пара с абсолютным давлением $0,1 \text{ МПа}$ (с учетом охлаждения конденсата со 100 до 37°C) $0,392 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$, что при плотности пара $0,588 \text{ кг/м}^3$ соответствует объемному расходу пара $0,66 \text{ л/с}$. Поскольку подача пара организована в центре ванны, то в каждом направлении подается $0,33 \text{ л/с}$. Скорость пара на входе в трубу с внутренним диаметром 14 мм при этом составляет $2,17 \text{ м/с}$.

Труба существующей конструкции состоит из трех участков. На первом участке длиной 1338 мм перфорация отсутствует, и подогрев раствора возможен только за счет теплопередачи через стенку трубы. Удельный тепловой поток с единицы длины трубы по уравнению теплопередачи с использованием известных критериальных уравнений составляет примерно 2400 Вт/м (если считать температуру конденсата 100°C , температуру наружной стенки трубы $\sim 90^\circ\text{C}$, температуру жидкости 35°C). Такого теплового потока достаточно, чтобы сконденсировать $1,4 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$ пара за 1 с на длине первого участка трубы (то есть весь подводимый пар).

Однако этого можно ожидать лишь при свободном стоке конденсата. Отверстия перфорации расположены практически не в вертикальной, а в горизонтальной плоскости, а это означает, что почти половина сечения трубы может быть заполнена конденсатом, что уменьшает коэффициент теплопередачи и тепловой поток. Если к тому же при монтаже ванны уклон перфорированной трубы не контролируется, то при отрицательном уклоне конденсат стекает навстречу потоку пара и рассчитать теплообмен при таком режиме с приемлемой точностью невозможно.

В связи с изложенным в дальнейшем анализируется распределение расхода пара по длине трубы лишь на втором (длина 2816 мм) и третьем (длина 1292 мм) участках, имеющих перфорацию, при отсутствии в трубе конденсата.

Перфорация рассматривается как местное сопротивление с коэффициентом сопротивления [3]:

$$\xi = \left(1 + \frac{0,707}{\sqrt{1 - \frac{F_0}{F}}} \right)^2 \left(\frac{F}{F_0} - 1 \right)^2 \quad (4)$$

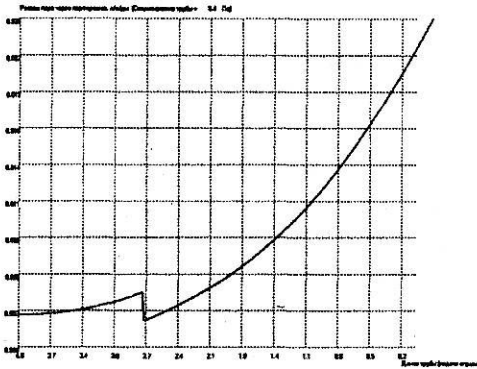


Рис. 1

где F_0 – площадь отверстия перфорации; F – площадь поверхности трубы, приходящаяся на одно отверстие.

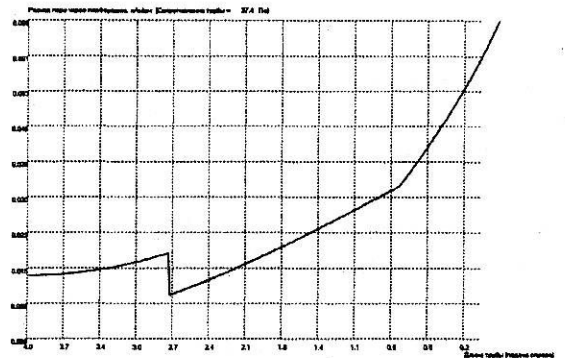


Рис. 2

Для второго участка трубы коэффициент сопротивления перфорации, рассчитанный по указанной формуле, составляет 112000, для третьего – 27800. Распределение расхода пара по длине трубы для данных значений коэффициентов представлено на рис.1 и 2 (рис. 1 – при расходе пара 0,33 л/с; рис. 2 – при расходе пара 1 л/с).

Поскольку подводимый расход пара оценивался приближенно, представляет интерес исследовать характер распределения расхода пара по длине трубы и при более высоких значениях расхода.

Из рис.1 и 2 видно, что наибольший расход пара имеет место на начальном участке трубы, что объясняется гидравлическими потерями давления пара на вязкое трение. Излом на графике рис.1 (на длине 0,8 м) соответствует переходу турбулентного режима течения в ламинарный, при котором потери в меньшей степени зависят от скорости. Расчеты также показывают, что даже при нулевой шероховатости трубы распределение расхода пара практически не улучшается. Скачок расхода на длине ~2,7 м соответствует переходу на участок с более частой перфорацией.

Из графика следует, что при существ-

ующих параметрах трубы общая неравномерность распределения расхода пара составляет более 500%, что не может не сказаться на распределении температуры раствора по длине прядильной ванны.

В данном случае сделаны допущения, что расход пара является постоянным и неизменным. На практике подогрев раствора "острым" паром осуществляется периодически и вручную. Это приводит к тому, что раствор после прекращения подачи пара затекает через перфорацию и полностью заполняет трубу. Заполнение трубы раствором приводит к дополнительному увеличению гидравлического сопротивления, и, как следствие, неравномерному распределению пара по всему объему ванны.

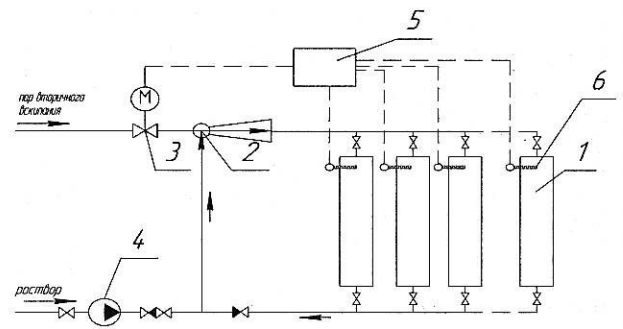


Рис. 3

Для повышения эффективности использования энергии пара нами предлагается новая схема нагревания раствора. В предлагаемой схеме используется струйный пароводяной аппарат, работающий на несколько машин и использующий в качестве греющего теплоносителя пар вторичного вскипания. Схема установки представлена на рис.3, где 1 – ванна с раствором; 2 – струйный пароводяной аппарат; 3 – регулятор расхода пара; 4 – насос; 5 – щит управления регулятором расхода пара; 6 – термопара.

Преимуществами данной схемы являются: 1) в ванны прядильных станков подается готовый раствор заданной температуры и концентрации; 2) регулирование температуры раствора осуществляется при помощи регулятора расхода пара; 3) используется пар вторичного вскипания (ВЭР).

ВЫВОДЫ

1. Существующая схема подогрева обрабатываемого раствора в машинах мокрого прядения отличается высокой энерго-

емкостью вследствие низкой эффективности смесительного теплообмена в ванне с раствором и нерациональным использованием энергии пара.

2. Предложена новая схема подготовки раствора на базе струйного пароводяного подогревателя, позволяющая повысить энергоэффективность процесса приготовления раствора.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Киселев Н.В.* Оптимизация процессов фильтрации рабочих сред через столб паковок в аппаратах с неполным заполнением жидкостью: Дис...канд. техн. наук. – Кострома, 1985.

2. *Баскаков А.П. и др.* Теплотехника. – М.: Энергоиздат, 1991.

3. *Рабинович Е.З.* Гидравлика. – М.: Физматгиз, 1963.

Рекомендована кафедрой технологии производства льняного волокна. Поступила 30.05.05.