

УДК 677.052

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС СЕКЦИИ СУШИЛЬНОЙ МАШИНЫ. СИСТЕМА УРАВНЕНИЙ

И.П. КОРНЮХИН, Л.И. ЖМАКИН, И.В. КОЗЫРЕВ

(Московский государственный текстильный университет им. А.Н. Косыгина)

Данная статья является продолжением предыдущей [1] и в ней сохранены те же обозначения переменных, а также даются ссылки на рис.1 и 2 из [1].

Рассмотрим вначале материальные балансы (законы сохранения массы) для сухого воздуха. На выходе из зоны испарения [1, рис.1] должно выполняться равенство

$$G_c^0 = G_{out}^0 + G_b^0. \quad (1)$$

За элементом секции “ограждения” баланс по сухому воздуху имеет вид

$$G_b^0 = G_e^0 + G_h^0. \quad (2)$$

Наконец, перед вентилятором (либо в нем самом), где происходит смешение потоков, закон сохранения массы сухого воздуха имеет форму

$$G_c^0 = G_h^0 + G_l^0 + G_r^0 + G_s^0. \quad (3)$$

При поверочном расчете сушилки значения производительности циркуляционного и вытяжного вентиляторов должны быть заданы. В связи с этим выразим другие расходы через $G_c^0; G_{out}^0; G_s^0$, причем последний также рассматривается как известный, найденный на основе расчета распределения присосов по методике, описанной в [2]. Из уравнения (1) следует

$$G_b^0 = G_c^0 - G_{out}^0. \quad (4)$$

Решая совместно (1...3), получаем

$$G_{out}^0 + G_e^0 = G_l^0 + G_r^0 + G_s^0. \quad (5)$$

Смысл уравнения (5) достаточно ясен. Для секций со сбросом воздуха из сушилки перетечки в соседние секции отсутствуют ($G_e^0 \equiv 0$) и расход сбрасываемого воздуха равен сумме расходов воздуха, попадающего в эту секцию слева и справа, а также подсасываемого в данную секцию из окружающей среды. Для секций, в которых нет сброса воздуха ($G_{out}^0 \equiv 0$), расход уходящего из секции воздуха равен сумме расходов воздуха, притекающего в секцию слева или справа и подсасываемого из окружающей среды.

Найдем величину расхода G_h^0 из уравнения (3):

$$G_h^0 = G_c^0 - G_l^0 - G_r^0 - G_s^0. \quad (6)$$

При этом следует отметить, что значения G_l^0 и G_r^0 выражаются через величины расходов присасываемого воздуха в соседних секциях, как было показано при анали-

зе перетечек между секциями [1], представленных на схеме рис.2 из [1].

Далее рассмотрим материальные балансы по пару, содержащемуся в циркулирующем воздухе. На основании определения влагосодержания воздуха как массы пара, содержащейся в единице массы сухого воздуха, расход пара во влажном воздухе можно представить в форме DG^0 . Баланс по пару в зоне сушки, где происходит испарение влаги из ткани, выражается как

$$D_b G_c^0 = D_c G_c^0 + G_{ev}, \quad (7)$$

где G_{ev} – расход испаряющейся из ткани влаги в пределах секции. Здесь G_{ev} рассматривается как заданная величина. Фактически она определяется при расчете тепломассообмена в зоне сушки. Если же на ткани происходит конденсация влаги, знак величины G_{ev} автоматически (на основе уравнений тепломассообмена) должен изменяться на обратный. Уравнение баланса по пару в зоне смешения перед вентилятором имеет вид

$$D_c G_c^0 = D_b G_h^0 + D_l G_l^0 + D_r G_r^0 + D_s G_s^0. \quad (8)$$

В этих уравнениях помимо расходов сухого воздуха, которые либо заданы, либо рассчитываются по приведенным выше формулам, считаются известными величины влагосодержания окружающего воздуха D_s и расход испаряемой влаги (последний рассчитывается на базе уравнений тепломассообмена в процессе сушки, что будет показано ниже). Путем совместного решения уравнений (6...8) найдем величину влагосодержания:

$$D_b = \frac{D_l G_l^0 + D_r G_r^0 + D_s G_s^0 + G_{ev}}{G_l^0 + G_r^0 + G_s^0}, \quad (9)$$

а из (7) выразим влагосодержание:

$$D_c = D_b - \frac{G_{ev}}{G_c^0}. \quad (10)$$

Ранее отмечалось, что расходы сбросного и циркулирующего воздуха заданы. Уточним здесь, что обычно задаются не массовые, а объемные расходы. Воздух, в том числе и влажный воздух при атмосферном давлении, комнатных и более высоких температурах, с хорошей точностью можно рассматривать как идеальный газ. Используя уравнение состояния для смеси идеальных газов, объемные расходы можно пересчитать в массовые. Значения массовых расходов циркулирующего воздуха в каждой секции рассчитываются по объемному расходу при значениях температуры и влагосодержания в вентиляторе этой же секции, а массовых расходов сбрасываемого воздуха – при параметрах той секции, из которой сбрасывается воздух.

Рассмотрим тепловые балансы для элементов циркуляционного контура секции. При расчете потоков теплоты удельная (отнесенная к единице массы сухого воздуха) теплоемкость влажного воздуха рассчитывается по значениям теплоемкостей сухого воздуха, водяного пара и влагосодержанию:

$$c = c^a + c^v D, \quad (11)$$

где c^a и c^v – удельные массовые теплоемкости сухого воздуха (“a” – air – воздух) и водяного пара (“v” – vapour – пар) соответственно. При определении теплоемкостей учитывается их температурная зависимость. В связи с этим в обозначениях теплоемкостей будут использоваться индексы, тождественные с индексами при температурах, представленных на обобщенной схеме секции [1, рис. 1]. Один нижний указывает на температуру, при которой определены значения c^a и c^v . Два нижних индекса указывают на то, что такой определяющей температурой является средняя арифметическая температура. Верхний индекс при теплоемкости совпадает с нижним индексом при влагосодержании в

формуле (11). Например, c_{mc}^c обозначает теплоемкость влажного воздуха, найденную по формуле (11) при температуре, равной $0,5(t_c + t_m)$ и влагосодержании D_c . При характеристике теплоемкостей пара смысл нижних индексов такой же, как и для влажного воздуха, в качестве верхнего индекса используется только “v”.

Изменение (уменьшение) энергии воздуха в зоне сушки обусловлено теплоотдачей от воздуха к ткани и теплотой, затрачиваемой на нагрев образовавшегося при сушке пара, что запишется так:

$$G_{c_{cb}}^0 (t_c - t_b) = \alpha (t_c - \bar{t}_f) F_f + G_{ev} c_{cf}^v (t_b - \bar{t}_f), \quad (12)$$

где α – коэффициент теплоотдачи между тканью и набегающим на нее потоком влажного воздуха; \bar{t}_f – среднее значение температуры ткани (“f” – fabric – ткань) в секции; F_f – двухсторонняя (с учетом двухстороннего обдува ткани воздухом) площадь поверхности ткани в секции. Обозначения теплоемкостей расшифрованы выше.

Средняя температура ткани определена как среднеинтегральная:

$$\bar{t}_f = \frac{1}{l} \int_0^l t_f dl. \quad (13)$$

Использование для расчета теплообменника-калорифера среднеарифметической температуры, как это сделано, например, в [3], вносит в расчет систематическую погрешность. Подход, основанный на использовании эффективности теплообменника [4, 5], свободен от этого недостатка. Эффективность теплообменника:

$$E = \frac{Q}{C_m (t'_1 - t'_2)},$$

где C_M – меньшая из расходных теплоемкостей G_c ; t'_1 и t'_2 – температуры соответственно горячего и холодного теплоносителей на входе в теплообменник. Используя уравнение теплового баланса теплообменника [3...5] при известной эффективности нетрудно найти температуры теплоносителей на выходе из теплообменника:

$$t''_1 = t'_1 - E(t'_1 - t'_2) \frac{C_M}{C_1}, \quad (14)$$

$$t''_2 = t'_2 + E(t'_1 - t'_2) \frac{C_M}{C_2}, \quad (15)$$

где C_1 и C_2 – расходные теплоемкости горячего и холодного теплоносителей соответственно; t''_1 и t''_2 – температуры соответственно горячего и холодного теплоносителей на выходе из теплообменника.

Для прямоточной схемы течения эффективность определяется как [4, 5]:

$$E = \frac{1 - \exp(-k_c F_c (1/C_M - 1/C_B))}{1 + C_M/C_B},$$

где C_B – большая из величин C_1 и C_2 ; k_c и F_c – коэффициент теплопередачи и площадь поверхности теплообмена калорифера.

В том случае, когда температура одного из теплоносителей постоянна, справедлив предельный переход $C_B \rightarrow \infty$, с учетом которого формула для расчета эффективности преобразуется к виду

$$E = 1 - \exp(-k_c F_c / C_M). \quad (16)$$

При таком предельном переходе все схемы движения теплоносителей в теплообменнике становятся эквивалентными, равноценными.

В калорифере температура горячего теплоносителя – конденсирующегося греющего пара – постоянна и равна температуре насыщения t_{sat} . С учетом этого по формулам (15) и (16) можно найти значе-

ние температуры, до которой нагревается воздух в калорифере. Используя введенные на схеме рис.1 из [1] обозначения, формулу для определения этой температуры представим в виде

$$t_c = t_m + (t_{sat} - t_m) \left[1 - \exp\left(-\frac{k_c F_c}{G_c^0 c_{cm}}\right) \right]. \quad (17)$$

Потери теплоты через ограждения можно рассматривать как явление теплопередачи в своеобразном теплообменнике с многослойной разделительной стенкой. В таком теплообменнике температура одного из теплоносителей (холодного) постоянна – это температура окружающей среды t_s . Этот факт позволяет осуществить аналогичный описанному выше предельный переход в формуле для определения эффективности

$$E = 1 - \exp\left(-\frac{k_1 F_1 + k_2 F_2 + k_3 F_3}{G_b^0 c_{bh}}\right), \quad (18)$$

где k_1 , k_2 , k_3 – коэффициенты теплопередачи соответственно через боковые стенки, потолок и пол; F_1 , F_2 , F_3 – площади поверхностей боковых стенок, потолка и пола. Для крайних секций в величину F_1 включалась и площадь поверхности торцевой стенки.

Потери теплоты на нагрев транспортирующих устройств (крупных цепей) отдельным слагаемым не учитывались. Их величина так же, как и величина потерь через ограждения, пропорциональна разности температур воздуха в сушилке и в окружающей среде. Благодаря относительно малой величине этих потерь их влияние учитывалось косвенно, путем увеличения коэффициента теплопередачи k_1 в крайних секциях сушилки.

Решая совместно уравнения (14) и (18) и представляя результат в обозначениях, принятых на схеме рис.1 из [1], запишем температуру циркулирующего воздуха на входе в калорифер в виде

$$t_h = t_b - (t_b - t_s) \cdot$$

$$\left[1 - \exp\left(-\frac{k_1 F_1 + k_2 F_2 + k_3 F_3}{G_{bc}^0 c_{bh}^b}\right) \right]. \quad (19)$$

Наконец, перейдем к рассмотрению тепловых балансов в процессе смешения потоков перед вентилятором. Уравнение, описывающее этот процесс, имеет вид

$$G_{cm}^0 c_m^c t_m = G_l^0 c_l^l t_l + G_r^0 c_r^r t_r + G_s^0 c_s^s t_s + G_h^0 c_h^b t_h. \quad (20)$$

Способы определения температур t_l , t_r и влагосодержаний D_l , D_r описаны ранее при анализе перетечек из секции в секцию, величина t_s задана, значе-

ние t_{sat} определяется давлением греющего пара в калорифере, температура \bar{t}_f определяется при расчете тепломассообмена в процессе сушки и при расчете тепловых балансов секций рассматривается как заданная. Величина \bar{t}_f , а также зависящие от температур значения теплоемкостей при решении систем рассматриваются как постоянные, их значения будут уточняться в ходе итерационного процесса при расчете сушилки. Таким образом, уравнения (12), (17), (19) и (20) образуют замкнутую систему относительно неизвестных температур t_c , t_b , t_h , t_m . Решение этой системы позволяет представить искомые температуры в следующем виде.

Температура воздуха, набегающего на ткань:

$$t_c = \frac{A \bar{t}_f (G_{ev} c_{cf}^v + \alpha F_f) + LRS + G_{bc}^0 c_{bc}^b t_s (1 - E2) + G_c^0 c_m^c t_{sat} \left(\frac{1}{E1} - 1 \right)}{A (\alpha F_f - G_c^0 c_{cb}^b) + G_c^0 c_m^c \frac{1}{E1}}, \quad (21)$$

где

$$A = \frac{G_{bc}^0 c_{bc}^b E2}{G_c^0 c_{cb}^b + G_{ev} c_{cf}^v},$$

$$LRS = G_l^0 c_l^l t_l + G_r^0 c_r^r t_r + G_s^0 c_s^s t_s,$$

$$E1 = \exp(-k_c F_c / C_M),$$

$$E2 = \exp\left(-\frac{k_1 F_1 + k_2 F_2 + k_3 F_3}{G_{bc}^0 c_{bh}^b}\right).$$

Температура воздуха, выходящего из зоны сушки,

$$t_b = \frac{G_c^0 c_{cb}^b t_c + G_{ev} c_{cf}^v \bar{t}_f - \alpha F_f (t_c - \bar{t}_f)}{G_c^0 c_{cb}^b + G_{ev} c_{cf}^v}. \quad (22)$$

Температура циркулирующего воздуха перед вентилятором

$$t_h = t_b E2 + t_s (1 - E2), \quad (23)$$

Значение $E2$ определено выше.

Температура воздуха перед калорифером:

$$t_m = \frac{t_c - t_{sat} (1 - E1)}{E1}. \quad (24)$$

Параметр $E1$ также определен ранее.

В силу того, что материальные и тепловые балансы рассматривались в данном разделе применительно к условной обобщенной секции, полученные расчетные формулы действительны для любой секции сушилки с учетом того, что в конкретных секциях некоторые из параметров (расходов) обращаются в ноль.

В настоящей работе рассмотрена схема циркуляции воздуха, в которой вентилятор установлен перед калорифером. Существует и другая схема, в которой калорифер установлен перед вентилятором, а смешение потоков происходит перед калорифером. Сопоставляя эти две схемы, можно убедиться, что между ними нет принципиальной разницы с точки зрения материальных и тепловых балансов, а полученные расчетные уравнения действительны и для второй схемы циркуляции.

Значения влагосодержаний в данной работе выражены в относительных единицах (кг пара/кг сухого воздуха). Следующий этап работы – расчет теплообмена в зоне сушки.

ВЫВОДЫ

Отмечен главный недостаток существующих методов теплотехнического расчета секционных машин – невозможность предсказать изменение температур и влагосодержаний воздуха по длине машины. Такая задача может быть решена лишь путем включения в расчет сушилки помимо уравнений теплообмена также уравнений, определяющих тепловой баланс секций машины с учетом нагрева воздуха в

калориферах, подсоса воздуха в секциях и перетока воздуха из одной секции в другую.

Предложена обобщенная схема секции, учитывающая все возможные направления потоков. Составлены балансовые уравнения, на основании которых определяются значения расходов, влагосодержаний и температур в различных зонах секции по заданным конструктивным характеристикам, величине присосов и характеристикам теплообмена в зоне сушки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Корнюхин И.П., Жмакин Л.И., Козырев И.В. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2001, №3. С.101...105.
2. Корнюхин И.П., Жмакин Л.И., Козырева Л.И. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2000, №3. С.115...119.
3. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергия, 1975.
4. Кейс В.М., Лондон А.А. Компактные теплообменники. – М.: Энергия, 1967.
5. Теплоиспользующие установки в текстильной промышленности / Ганин Е.А., Корнеев С.Д., Корнюхин И.П. и др. – М.: Легпромбытиздат, 1989.

Рекомендована кафедрой промышленной теплоэнергетики. Поступила 01.02.01.