

$$Eu_0 = K_{гоф} C_z C_r Re_3^{-n}; \quad (3.39)$$

$$C_z = \exp(0,6/N_p - 0,1); \quad (3.40)$$

$$C_r = 1,4(\gamma)^{0,53} \cdot (S_1/S_2)^{1,3} \exp(-0,9 \cdot S_1/S_2); \quad (3.41)$$

$$\gamma = \frac{\pi(d_0 S_p + 2h\delta_p + 2h(h + d_0))}{S_1 S_p - (d_0 S_p + 2h\delta_p)}; \quad (3.42)$$

$$Re_3 = \frac{V_{т.о} \cdot d_3}{\sigma \cdot \nu_s}; \quad (3.43)$$

$$n = 0,17(\gamma)^{0,25} \cdot (S_1/S_2)^{0,57} \exp(-0,36 \cdot S_1/S_2); \quad (3.44)$$

$$d_3 = \frac{2(S_p(S_1 - d_0) - 2h\delta_p)}{2h + S_p}, \quad (3.45)$$

а $K_{гоф} = 1,6$ – коэффициент, учитывающий влияние прикорневой гофрировки на величину аэродинамического сопротивления.

Приведенный алгоритм расчета был реализован EXEL-программой, которая позволяет проводить численные эксперименты по определению предельных режимов работы элементов электрических воздухонагревателей и их теплоаэродинамических характеристик.

Для проведения систематических расчетов прежде всего необходимо было установить соответствие между имеющимися экспериментальными данными и расчетными результатами, получаемыми по предлагаемому алгоритму. Располагая информацией по геометрии оребрения и некоторыми данными по предельным характеристикам ряда электронагревателей с оребренными ТЭНами, проведем сравнение расчетных и опытных значений температур теплопередающей поверхности. Результаты расчетов для электрического нагревателя агрегата СФОЦ с биметаллическими ТЭНами [60], который в течение длительного периода выпускался и продолжает выпускаться в странах СНГ, полученные по предлагаемой выше методике, показывают, что температуры поверхности при скорости воздуха во фронтальном сечении 6,0 м/с составляют $t_{пов}^p = 177^\circ\text{C}$ (строка 1, табл. 3.37). Эта величина хорошо согласуется с предельной температурой, значение которой приведено в нормативно-технической документации на данные агрегаты. При минимальных скоростях воздуха во фронтальных сечениях теплообменников, которые для агрегатов разной мощности (от 22,5 до 90, 0 кВт) колеблются в диапазоне от 5,5 до 6,5 м/с, предельная температура составляет 180°C .

Учитывая принятую ориентацию на использование спирально-навивных ТЭНов с диаметром оребрения, равным 20–30 мм, определим расчетным путем температуру поверхности нагрева ТЭНов агрегата «SAHARA» (фирма «GEA»), в котором применяются аналогичные спирально-навивные ТЭНЫ, характеристики которых приведены в строке 2 табл. 3.37.

Как видно из расчетных данных, при номинальной скорости воздуха во фронтальном сечении агрегата 2,2 м/с при номинальном расходе $1100 \text{ м}^3/\text{ч}$ величина средней температуры поверхности составляет на трубках второго ряда по ходу движения воздуха примерно $199,5^\circ\text{C}$, что хорошо согласуется с данными каталогов этих агрегатов ($t_{пов}^p = 190^\circ\text{C}$).

Таблица 3.37

СРАВНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ СРЕДНИХ ТЕМПЕРАТУР ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЭНов

Тип ТЭНа	Характеристики ТЭНа	$t_{пов}^p, ^\circ\text{C}$	$t_{пов}^o, ^\circ\text{C}$	$V_{фн}, \text{м/с}$
Спирально-накатный	4,48-17-37-3,4-1,0 *	177	180 – 190	6,0
Спирально-навивной	1,30-8-21-3,45-0,2	199,5	190	2,2
Спирально-навивной	2,91-8-21-3,20-0,2	159,5	167	6,25
Спирально-навивной	2,91-8-21-3,20-0,2	231	245	3,5
Спирально-навивной	2,91-8-21-3,20-0,2	308	341	2,3

* Принятая индексация ТЭНов.

В третьей строке табл. 3.37 представлены расчетные и экспериментальные данные для одного из электроагрегатов типа СФОЦ, сконструированных во ВНИИ «Кондиционер» в 1996 г. В состав этого агрегата входили спирально-навивные ТЭНы типа 2,50-8-21-3,20-0,2 (первая цифра обозначает удельную погонную мощность ТЭНа, кВт/м.п.; вторая – диаметр ТЭНа, мм; третья – диаметр оребрения, мм; четвертая – среднее расстояние между ребрами, мм; пятая – толщину ребра, мм). Поперечный и продольный шаги трубного пучка были одинаковы и составляли 0,027 м.

Испытания указанного агрегата проводились при трех значениях скоростей воздуха во фронтальном сечении (2,30; 3,5 и 6,25 м/с). В ходе экспериментов наряду с замерами расходов воздуха и температур воздуха на входе и выходе из агрегата проводились с помощью контактных термодатчиков замеры температур фронтальной стороны ребер трубок первого ряда и тыльной стороны трубок второго ряда по ходу движения воздуха. Как видно из приведенных в табл. 3.37 данных, расчетные значения средней температуры поверхности при высоких скоростях воздуха хорошо согласуются с соответствующими опытными данными. При низких скоростях воздуха отличие между расчетными и опытными значениями возрастает, но остается в пределах погрешностей эксперимента.

Из этих данных также следует, что безопасная для работы самого ТЭНа температура поверхности составляет примерно 230 – 240 °С, что полностью соответствует информации о предельных воздушных нагрузках для рассматриваемых ТЭНов, полученной от производителя указанных ТЭНов.

Таким образом, устойчивая работа испытанных агрегатов позволяет предположить, что величина средней температуры ТЭНов, равная примерно 200 °С, может быть принята с определенным запасом в качестве граничной величины для рассматриваемого типа ТЭНов. При этом следует отметить, что оребрение ТЭНов должно быть выполнено таким образом, чтобы гофрированная часть ребра у трубчатой поверхности не полностью затеняла эту поверхность, для чего $S_p > 3,40 - 3,50$ мм.

Полученное качественное и количественное согласование расчетных и эксплуатационных значений искомых величин позволяет прогнозировать теплоаэродинамические характеристики и показатели надежности электрических воздухонагревателей с иными, отличными от рассмотренных выше теплонагревающими элементами с различными конструктивными параметрами оребрения.

При численном моделировании в широком диапазоне варьировались величины удельной погонной нагрузки, конструктивные параметры оребрения, компоновочные параметры трубного шахматного пучка. Как показали расчеты, для обеспечения требуемого безопасного уровня температур теплопередающей поверхности ТЭНов, работающих в составе центральных кондиционеров, величина погонной мощности ТЭНов q не должна превышать 1,75 кВт/м.п. при следующих конструктивных параметрах ТЭНа и оребряющей поверхности: $d_0 = 10$ мм, $D_{оп} = 30$ мм и $S_p = 6,5$ мм, а также параметрах трубного пучка $S_1 = S_2 = 35$ мм.

В настоящее время ряд предприятий России по техническому заданию ООО «ВЕЗА» разработал и выпускает несколько типоразмеров теплонагревательных элементов с указанной величиной погонной мощности, номенклатура которых приведена в табл. 3.38.

Таблица 3.38

КОНСТРУКТИВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЭНов с $q = 1,75$ кВт/м.п.

Типоразмер ТЭНа	Номинальная мощность, кВт	d_0 , мм	$D_{оп}$, мм	S_p , мм	L , мм	L_1 , мм
ТЭНР49А13Q220-1	0,75	10	30	6,5	430	530
ТЭНР49А13Q220-2	1,28	10	30	6,5	730	830
ТЭНР49А13Q220-3	1,80	10	30	6,5	1030	1130
ТЭНР49А13Q220-4	2,31	10	30	6,5	1330	1430
ТЭНР49А13Q220-5	2,85	10	30	6,5	1630	1730

На базе этих ТЭНов были разработаны конструкции одно-, двух- и трехрядных электронагревателей (рис. 3.34) с шахматной компоновкой трубного пучка для центральных кондиционеров производительностью по воздуху от 1,6 до 31,5 тыс. м³/ч, обеспечивающих перегревы воздуха соответственно на 13, 27 и 40 °С. Технические характеристики этих нагревателей приведены в табл. 3.39 и 3.40.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КОНДИЦИОНЕРОВ КЦКП

	Типоразмер кондиционера КЦКП											
	1,6	3,15	5	6,3	8 - 1	8 - 2	10	12,5	16	20	25	31,5
Мощность одного ТЭНа, кВт	0,75	0,75	1,28	1,8	2,31	1,8	1,8	1,8	2,31	2,85	2,85	2,85
Однорядный электронагреватель												
Количество ТЭНов	9	18	18	18	18	21	24	33	33	33	42	51
Мощность нагревателя, кВт	6,75	13,5	23	32,4	41,6	37,8	43,2	59,4	76,2	94	119,7	146,4
$t_{пов.1}, ^\circ\text{C}$	122,7	120,8	124,8	133,3	134,0	125,4	117,8	124,8	125,1	123,0	124,2	120,8
Двухрядный электронагреватель												
Количество ТЭНов	18	36	36	36	36	42	48	66	66	66	84	102
Мощность нагревателя, кВт	13,5	27	46	64,8	83,2	75,6	86,4	118,8	152,4	188	239,4	292,8
$t_{пов.2}, ^\circ\text{C}$	124,2	121,9	126,7	136,7	137,6	127,4	118,5	126,7	127,0	124,6	126,0	121,9
Трехрядный электронагреватель												
Количество ТЭНов	27	54	54	54	54	63	72	99	99	99	126	153
Мощность нагревателя, кВт	20,2	40,4	69	97,5	124,8	113,4	135	178,2	244,5	282	359	439
$t_{пов.3}, ^\circ\text{C}$	125,7	123,1	128,5	140,1	141,1	129,4	119,1	128,5	129,0	126,1	127,7	123,1

Примечание. 1. Величины температур теплопередающей поверхности ТЭНов подсчитаны при номинальной скорости воздуха.
2. Значения температур $t_{пов.1}$, $t_{пов.2}$ и $t_{пов.3}$ рассчитаны при начальных температурах воздуха на входе в теплообменник, равных соответственно 0, -13 и -26 °С.

Таблица 3.40

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БЛОКОВ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КОНДИЦИОНЕРОВ КЦКП

Параметры	Типоразмер кондиционера КЦКП											
	1,6	3,15	5	6,3	8 - 1	8 - 2	10	12,5	16	20	25	31,5
B , мм	700	700	1000	1300	1600	1300	1300	1300	1600	1900	1900	1900
H , мм	450	800	800	800	800	1015	1090	1400	1400	1400	1700	2000
L_1 , мм	320	320	320	320	320	320	360	360	360	360	360	360
H_1 , мм	80	80	80	80	80	80	100	100	100	150	150	150
δ , мм	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
$F_{фр}$, м ²	0,156	0,300	0,500	0,695	0,890	0,806	0,917	1,251	1,605	1,959	2,482	3,000
$V_{ном}$, м/с	2,85	2,92	2,78	2,52	2,50	2,76	3,03	2,78	2,77	2,84	2,80	2,92
Масса, кг	24,2	51,7	66,3	85,8	102,3	102,3	126,5	108,9	157,3	182,6	215,6	247,5

Примечание. $F_{фр}$ – свободное фронтальное сечение электронагревателя, м²; $V_{ном}$ – скорость воздуха в свободном фронтальном сечении, м/с.

Как видно из приведенных данных, средняя температура поверхности ТЭНов в трехрядном теплообменнике при номинальной воздухопроизводительности не превышает 141 °С. Также на достаточно низком уровне находится максимальная температура третьего ряда ТЭНов при скорости воздуха во фронтальном сечении 2,0 м/с. Эта величина не превышает 171 °С, что существенно ниже принятого порогового значения, составляющего 230 – 240 °С. Определение параметров воздуха после электронагревателей может проводиться по программе КЦКП (программа для расчета и подбора оборудования, входящего в состав центральных кондиционеров типа КЦКП), по формулам (3.33) и (3.34) или с использованием графиков рис. 3.35 и рис. 3.36, где представлены зависимости $\Delta t_{вык}(\bar{L}_s)$ и $\Delta t_{пов}(\bar{L}_s)$ для одно-, двух- и трехрядных конструкций электронагревателей (здесь $\bar{L}_s = L_s^p / L_s^{ном}$). С помощью этих графических зависимостей для каждого типоразмера кондиционера, зная расчетный расход воздуха, путем простых построений можно приближенно определить величины перегрева воздуха $\Delta t_{пых} = t_{в.к} - t_{в.н}$ и теплопередающей поверхности ТЭНов $\Delta t_{пов} = t_{пов} - t_{в.н}$, а затем и абсолютные значения величин $t_{в.к}$ и $t_{пов}$.

Аэродинамическое сопротивление электронагревателей может быть найдено с помощью программы КЦКП или приближенно для любого типоразмера кондиционера по формуле

$$\Delta P_a = 1,46 \cdot N_p \cdot (V\rho)_{фр}^{1,8}, \text{Па.} \quad (3.46)$$

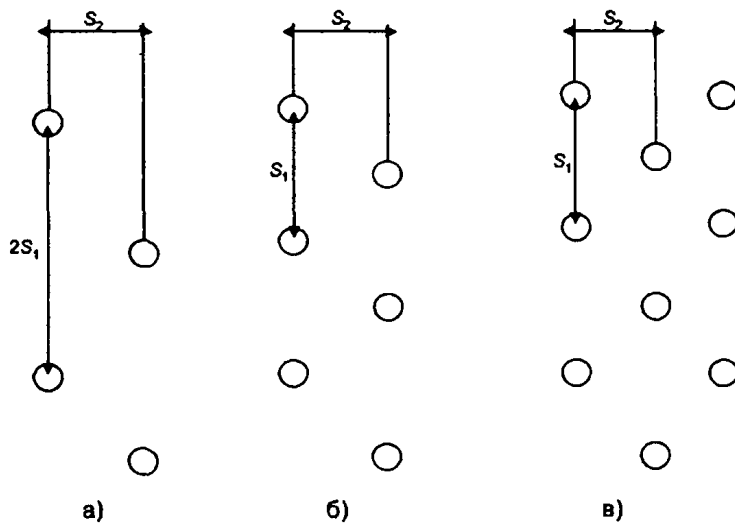


Рис.3.34. Принципиальные схемы компоновки трубного пучка электронагревателя кондиционеров КЦКП: а – однорядный электронагреватель; б – двухрядный электронагреватель; в – трехрядный электронагреватель; $S_1 = S_2 = 35$ мм

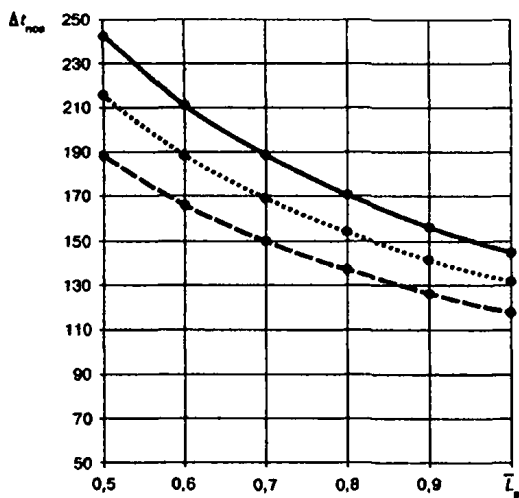


Рис. 3.35. Зависимости $\Delta t_{\text{пов}}(\bar{L}_в)$:

- - однорядный воздушнонагреватель
- - двухрядный воздушнонагреватель
- - трехрядный воздушнонагреватель

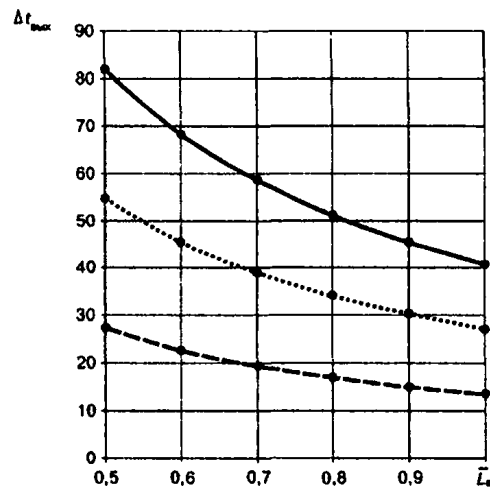


Рис. 3.36. Зависимости $\Delta t_{\text{вмх}}(\bar{L}_в)$:

- - однорядный воздушнонагреватель
- - двухрядный воздушнонагреватель
- - трехрядный воздушнонагреватель

Электрическая схема соединения ТЭНов электронагревателей кондиционеров КЦКП выполнена таким образом, что каждые три ТЭНа соединяются между собой по схеме «звезда» и затем объединяются в параллельно соединенные группы, которые могут включаться ступенями с мощностью 33, 66,7 и 100% от установленной. Для защиты от перегрева воздуха в конструкции электронагревателей предусмотрена установка реле температуры ТРМ-11.

Для обеспечения более точного регулирования требуемых температур воздуха на выходе из электронагревателя должна быть применена более сложная схема коммутации ТЭНов, подобная той, которая приведена в [61]. В этом случае также используется принцип поэтапного включения различных ступеней нагрева воздуха (их количество должно быть увеличено, как минимум, до четырех), отличающихся величиной подключаемой мощности. В свою очередь, каждая из этих ступеней имеет несколько электрически связанных групп, включая регулировочную группу малой мощности, что позволяет поддерживать температуру воздуха на выходе из калорифера с точностью $\pm 1^\circ\text{C}$ во всем диапазоне изменения наружных параметров воздуха. Реализация алгоритма управления последовательностью включения ступеней и регулирование их мощности должно осуществляться специальным управляющим устройством.

Наряду с принципом пошагового регулирования для автоматизации работы кондиционера с электрокалориферами могут использоваться другие способы регулирования теплопроизводительности, например при помощи тиристорных и других электронных устройств типа симисторных регуляторов температуры ТТС25, ТТС40F и др.

Контактные теплообменники систем кондиционирования и вентиляции воздуха

Второй обширный класс устройств для тепловлажностной обработки воздуха составляют контактные теплообменные аппараты. В этих аппаратах передача теплоты от греющей среды к нагреваемой (или охлаждающей среды к охлаждаемой) происходит при их непосредственном контакте. Контактные аппараты универсальны с точки зрения возможностей осуществления процессов тепловлажностной обработки воздуха. Они характеризуются сравнительно низкими значениями аэродинамического сопротивления и малой материалоемкостью. Кроме того, непосредственный контакт теплообменивающихся сред порождает дополнительные эффекты: частичную очистку воздуха от бактерий, пыли, умеренное насыщение воздуха легкими отрицательными аэроионами и др.

В зависимости от способа создания теплообменной поверхности контактные аппараты, применяемые в технике кондиционирования воздуха, можно подразделить на две группы. К первой группе относятся камеры орошения, в которых контактная поверхность образуется путем распыления жидкости на капли чаще всего механическими (центробежными), пневматическими или ультразвуковыми форсунками либо вращающимися распылительными дисками и подобными устройствами.

Во вторую группу входят устройства, в которых процессы обработки воздуха протекают при контакте аппарата со смоченными поверхностями. Контактная поверхность в этих устройствах либо складывается из поверхности орошаемых хаотически расположенных частиц или волокон (насадки нерегулярной структуры), либо представляет собой поверхность каналов для прохода воздуха, которые имеют заранее заданную геометрическую форму (насадки регулярной структуры).

Форсуночные камеры орошения, являясь универсальными аппаратами для реализации адиабатных и политропных процессов обработки воздуха, применяются в составе центральных кондиционеров с производительностью по воздуху от 10 до 90 тыс. м³/ч, в то время как насадки регулярной структуры используются в кондиционерах и приточных установках производительностью по воздуху 3,15–60 тыс. м³/ч для осуществления в основном адиабатной обработки воздуха.

4.1. ФОРСУНОЧНЫЕ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ

4.1.1. СОВРЕМЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ КАМЕР ОРОШЕНИЯ

В настоящее время в состав кондиционеров воздуха всех ведущих зарубежных фирм входят форсуночные камеры орошения, используемые в основном для реализации адиабатных процессов обработки воздуха. Общий вид и принципиальная схема современных камер орошения центральных кондиционеров представлены на рис. 4.1 и 4.2. В состав указанных камер входят следующие основные функциональные узлы: оросительная система, ограждающие конструкции и поддон, элементы системы контроля и управления СКВ. Оросительная система включает водяной насос с фильтром, сеть коллекторов и стояков с закрепленными на них центробежными форсунками, устройство перелива и поплавковый клапан подпитывающей системы. В некоторых конструкциях наряду с подпитывающей системой существует система быстрого наполнения поддона.



Рис. 4.1. Форсуночная адиабатная камера орошения

К числу ограждающих конструкций относятся все ограждающие панели, а также воздухораспределители и каплеуловители. В состав элементов системы контроля и управления входят запорно-регулирующая арматура, показывающие приборы контроля, датчики температур воздуха по сухому или мокрому термометру (или датчики абсолютной влажности воздуха).

Современные конструкции камер орошения, выпускаемых ведущими зарубежными фирмами, отличаются компактностью, малой металлоемкостью и применяются в основном для реализации адиабатных процессов обработки воздуха.

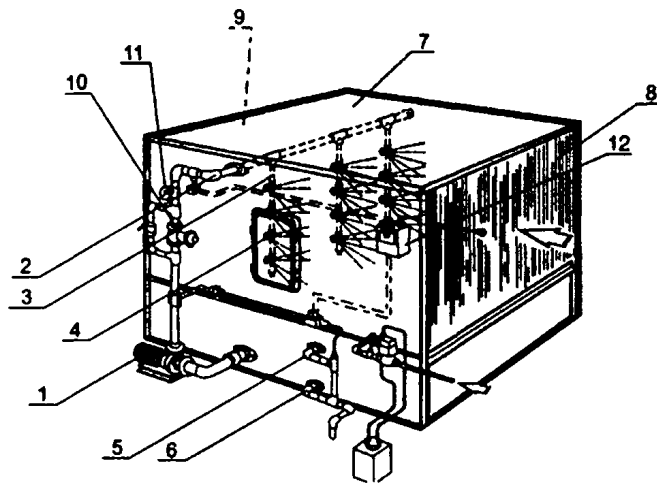


Рис. 4.2. Форсуночная камера орошения и ее элементы:

- 1 – циркуляционный насос; 2 – коллектор; 3 – стояк; 4 – центробежная форсунка;
 5 – устройство перелива; 6 – подпитывающая магистраль; 7 – ограждающая панель;
 8 – входной воздухораспределитель; 9 – выходной сепаратор; 10 – соленоидный клапан;
 11 – показывающий манометр; 12 – датчик температуры выходящего воздуха (по сухому или мокрому термометру)

Конструкция камер обеспечивает легкость сборки и соединения ее с другими блоками кондиционера. Большинство элементов и узлов камер орошения изготавливается из неметаллических материалов. К числу таких элементов относятся воздухораспределители, каплеуловители, ограждающие панели, стояки, коллекторы, центробежные форсунки и т.п. Поставка камер орошения осуществляется комплектно с насосом, системой трубопроводов, фильтром для очистки воды, запорной и регуливающей арматурой. Работа в адиабатном режиме накладывает определенный отпечаток на конструкцию самой камеры и всех ее элементов, а также на ее теплотехнические характеристики. Адиабатная камера орошения, в отличие от политропной, в связи с тем что она работает на рециркуляционной воде, может иметь сравнительно небольшую систему подпитки, которая должна обеспечить подачу количества свежей воды, достаточного для компенсации массы воды, испаряемой в обрабатываемый воздух и уносящейся воздушным потоком в виде капель через каплеуловители, а также для поддержания состава солей жесткости в поддоне камеры орошения на безопасном уровне. По этим же причинам переливное устройство и водяной фильтр могут быть малогабаритными, в отличие от аналогичных устройств политропной камеры орошения.

В зависимости от требуемых тепловлажностных параметров, которые должны быть обеспечены после камеры орошения, и от выбранной схемы автоматического регулирования глубина процессов обработки в таких камерах, характеризуемая коэффициентами адиабатной эффективности, существенно различается и колеблется в диапазоне от 0,65 до 0,97. Также широк диапазон скоростей обрабатываемого воздуха в камере орошения: от 1,5 до 4,5 м/с во фронтальном сечении.

Анализируя конструкции современных камер орошения, прежде всего следует рассмотреть разновидности применяемых схем распыления жидкости. На рис. 4.3 приведены наиболее часто применяемые конструктивные схемы распыления жидкости в камерах орошения. Однорядные камеры орошения с противоточным распылением (см. рис. 4.3, б) применяются тогда, когда величины адиабатной эффективности не превосходят 0,85 – 0,90. В тех случаях, когда требуемая величина адиабатной эффективности должна достигать 0,95 – 0,97, применяются камеры орошения, изготовленные по схемам, приведенным на рис. 4.3, в, г. Однорядные схемы с попутным распылением жидкости (см. рис. 4.3, а) позволяют достигать значений $E_a = 0,75 - 0,80$. Некоторое снижение теплотехнической эффективности по сравнению с противоточными камерами орошения компенсируется упрощением конструкции (отсутствием входного воздухораспределителя).

Как правило, все однорядные камеры, работающие по противоточной схеме распыления жидкости (см. рис. 4.3, в), имеют длину 1200 – 1300 мм, а достигаемые в них коэффициенты эффективности при скорости воздуха во фронтальном сечении камеры 2,5 м/с находятся в диапазоне 0,6 – 0,8. Сказанное подтверждается анализом теплотехнических характеристик камер орошения, применяемых фирмами «CARRIER» и «VTS CLIMA», которые при номинальном расходе воздуха работают при коэффициентах орошения, близких к 0,4 – 0,5.

Несколько более высокими значениями коэффициента эффективности характеризуется адиабатная камера «Sonderbauteile Washer», строительная длина которой составляет 1,25 м и которая также работает при низких коэффициентах орошения, равных 0,5.

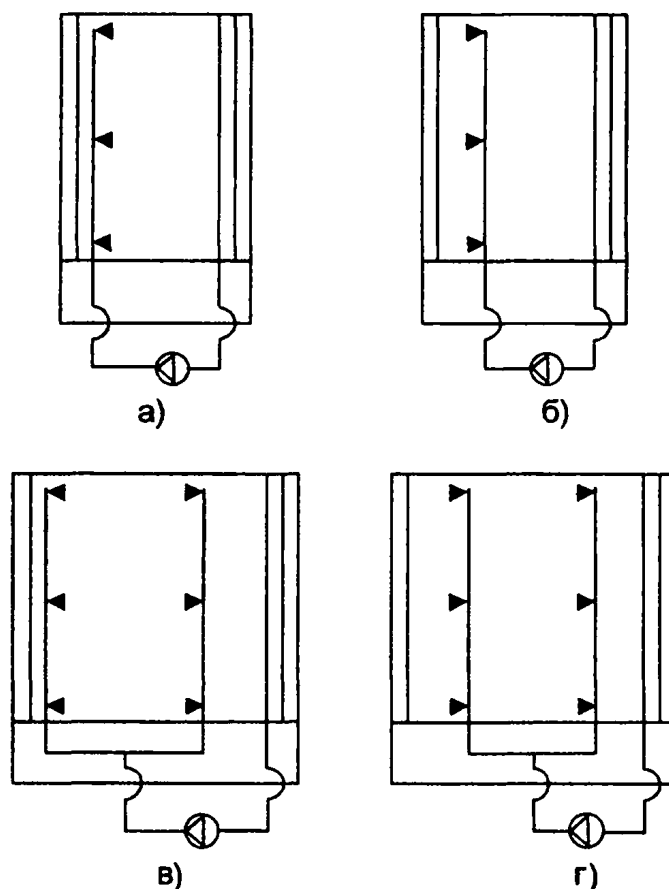


Рис. 4.3. Принципиальные конструктивные схемы адиабатных камер орошения:
 а – однорядная прямоточная; б – однорядная противоточная;
 в – двухрядная со взаимовстречным распылением; г – двухрядная противоточная

Камера фирмы «WOLF» также работает по противоточной схеме, но имеет строительную длину 1,0 м. При этом в номинальном режиме при скорости воздуха 3,0 м/с ней достигается значение коэффициента эффективности 0,87 при коэффициенте орошения 1,0.

Когда эффективность обработки воздуха должна составлять 0,90 – 0,95, применяются двухрядные камеры орошения, длина которых достигает 1,8 – 1,9 м. В этих случаях используются как камеры, работающие по схеме рис. 4.3, г, так и форсуночные камеры, работающие по схеме рис. 4.3, в, в которых реализуется взаимовстречное распыление жидкости (например, камеры орошения фирмы «YORK INTERNATIONAL»).

Из представленных данных видно, что в зависимости от конкретных требований адиабатная эффективность камер орошения может колебаться в довольно широком диапазоне. Как правило, при работе в системе кондиционирования воздуха с обычными требованиями по точности поддержания температуры и влажности в обслуживаемых помещениях за рубежом в системах автоматического регулирования применяются датчики относительной влажности и абсолютного влагосодержания. Их использование не требует высокой адиабатной эффективности камер орошения и позволяет применять камеры с $E_a = 0,75 - 0,85$ и даже с $E_a = 0,65$. Об этом свидетельствует и тот факт, что фирма «Мунтерс», выпускающая увлажнители воздуха насадочного типа, в течение длительного времени поставляла на рынки западных стран увлажнительные блоки с эффективностью 0,65 и 0,85, и лишь придя на рынки стран СНГ, дополнила ассортимент увлажнительными блоками, имеющими адиабатную эффективность 0,95. Последнее обстоятельство объясняется тем, что традиционно в станах СНГ применялось регулирование по методу «точки росы», что требовало для поддержания необходимых тепловлажностных параметров высоких значений адиабатной эффективности.

Высокая степень глубины обработки воздуха в адиабатном режиме необходима не всегда, а в отдельных случаях: в прецизионных системах кондиционирования при работе их в зимний период, а также тогда, когда для обеспечения режимных параметров в обслуживаемые помещения необходимо подавать приточный воздух с температурой, близкой к температуре по мокрому термометру, например в приточных системах отдельных лакокрасочных цехов, в системах вентиляции ткацких производств и т.п.

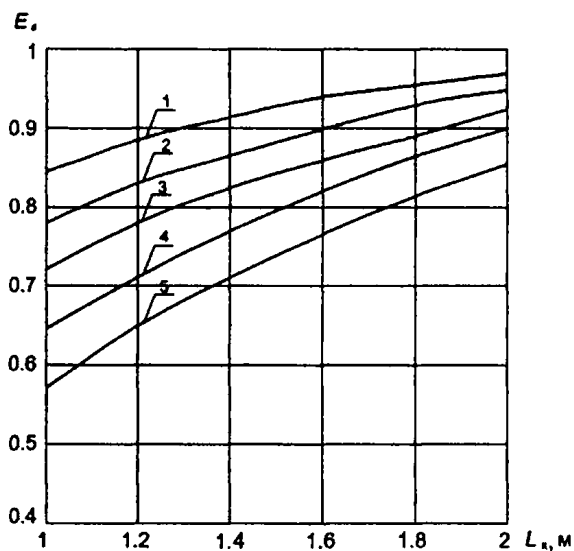


Рис. 4.5. Зависимости $E_s(L_s)$ для различных скоростей воздуха во фронтальном сечении $V_{сп}$ камер орошения с форсунками «BEIL» при коэффициенте орошения $\mu = 0,4$:

1 – $V_{сп} = 2,0$ м/с; 2 – $V_{сп} = 2,5$ м/с; 3 – $V_{сп} = 3,0$ м/с;
4 – $V_{сп} = 3,5$ м/с; 5 – $V_{сп} = 4,0$ м/с

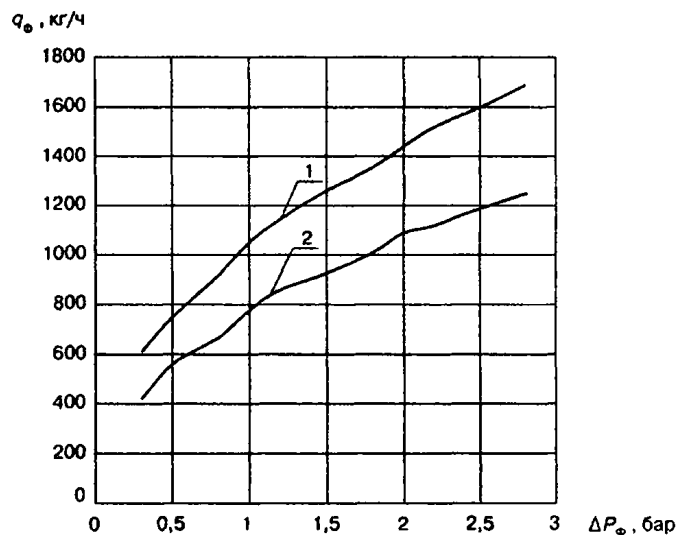


Рис. 4.6. Зависимость $q_0(\Delta P_0)$ для форсунок «BEIL» с диаметрами $d_0 = 10$ мм (1) и 8 мм (2) (по данным каталогов)

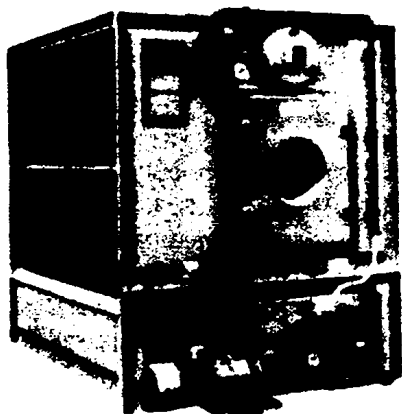


Рис. 4.7. Камера орошения фирмы «ВАНР» (ФРГ)

Проведенный анализ современных зарубежных конструкций камер орошения позволяет сформулировать основные направления конструирования этих аппаратов в составе кондиционеров КЦКП:

- использование высокорасходных центробежных форсунок с большим диаметром выпускного отверстия;
- снижение продольных габаритов и массы;
- применение пластмассовых ограждающих конструкций, каплеуловителей и других конструктивных элементов;
- снижение энергетических затрат на распыление жидкости и перемещение воздуха;
- повышение гигиенической безопасности поддонов с рециркуляционной водой.

Указанные направления повышения теплотехнических и эксплуатационных показателей камер орошения были реализованы в работах ООО «ВЕЗА», направленных на создание новых конструкций адиабатных камер орошения, предназначенных для комплектации кондиционеров типа КЦКП. Эти новые камеры должны заменить ранее выпускавшиеся камеры, оборудованные эксцентриситетными широкофакельными форсунками типа ЭШФ 10/7, которые были в 90-е годы разработаны в ЦНИИ инженерного оборудования (г. Москва). Дело в том, что форсунки ЭШФ 10/7, хотя и надежны в работе, так как у них большой диаметр выпускного отверстия, имеют неудовлетворительные характеристики спектра распыления, в связи с чем данные камеры в теплотехническом отношении являются недостаточно эффективными. Об этом свидетельствуют высокие коэффициенты орошения рассматриваемых камер при работе их в адиабатном режиме, а также большие потребляемые мощности насосов, которыми они комплектуются.

Наряду с адиабатными камерами ООО «ВЕЗА» на базе высокорасходных эффективных форсунок разработала также типоразмерный ряд политропных камер орошения, необходимость производства которых вызвана спросом, появившимся на них в последнее время. Дело в том, что форсуночные камеры орошения входили в состав центральных кондиционеров и приточных установок, выпускавшихся харьковским машиностроительным заводом «Кондиционер» в 60 – 90-е годы, и предназначались как для работы в адиабатном режиме увлажнения (охлаждения) воздуха, так и для реализации политропных процессов его охлаждения. Учитывая громадное количество эксплуатируемых в странах СНГ кондиционеров с такими камерами орошения, срок службы которых далеко не исчерпан, и имея в виду возможность их существенной модернизации, суть которой сводится к замене существующей в них оросительной

системы на новую, оборудованную эффективными и надежными в эксплуатационном отношении центробежными форсунками, следует уже в ближайшие годы ожидать увеличения спроса на политропные камеры орошения.

При разработке конструкций камер орошения обоих типов применялся метод математического моделирования тепломассообменных процессов, протекающих в форсуночных камерах орошения, в сочетании с использованием экспериментальных данных по параметрам спектра распыления, основные положения которого изложены ниже.

4.1.2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В ФОРСУНОЧНЫХ КАМЕРАХ ОРОШЕНИЯ

Теоретические основы исследования камер орошения были положены работами русских исследователей в 60 – 70-е годы [64 – 69]. В дальнейшем это направление интенсивно развивалось во ВНИИ «Кондиционер» (г. Харьков) [70 – 79], а также в работах [2, 4, 80]. В ходе проведения данных исследований исходя из общих уравнений тепломассообмена была получена теоретически обоснованная форма представления теплотехнических характеристик камер орошения и определены основные критерии эффективности их работы, разработана математическая модель камер орошения с различными схемами распыления жидкости, установлены взаимосвязи между коэффициентами адиабатной и политропной эффективности, характеризующими эффективность их работы, определены обобщенные гидравлические и распылительные характеристики центробежных форсунок, создана методика расчета камер орошения в адиабатном и политропном режимах.

4.1.2.1. ФОРМА ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КАМЕР ОРОШЕНИЯ

Рассмотрим вначале вопрос представления теплотехнических характеристик камер орошения, под которыми понимаются взаимосвязи начальных и конечных параметров воды и воздуха при различных аэродинамических и гидродинамических условиях работы камер. Установление таких связей осложняется протеканием в камерах орошения двух взаимосвязанных процессов переноса тепла и массы, что и явилось причиной появления в расчетной практике многочисленных предложений по форме их представления и используемых критериев эффективности [81 – 83]. Как правило, эти критерии оказываются зависящими от начальных параметров взаимодействующих сред, что существенно увеличивает объем экспериментальных исследований и усложняет их применение в проектной практике. Ниже приведен способ получения формы теплотехнических характеристик в виде зависимостей, общих для всех направлений процессов тепловлажностной обработки воздуха, характерных для режимов кондиционирования.

Для описания процессов тепломассообмена в рассматриваемом случае воспользуемся системой уравнений, вытекающей из общих закономерностей, описывающих обменные процессы в контактных аппаратах, (1.9) – (1.14), см. гл.1:

$$\frac{dl}{dy} = \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) \cdot (I_{\delta} - I) d\delta; \quad (4.1)$$

$$\frac{dt}{dy} = \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) \cdot (t_{\delta} - t) d\delta; \quad (4.2)$$

$$\frac{dt_{\delta}}{dy} = F_2(y, \delta) \cdot (I - I_{\delta}), \quad (4.3)$$

где $F_1(y, \delta)$ и $F_2(y, \delta)$ – функции, зависящие от суммарной поверхности капель диаметром δ в сечении y , их скоростей и коэффициентов теплоотдачи.

Система (4.1) – (4.3) должна решаться при известных начальных температурах воздуха на входе в контактный аппарат и начальных температурах воды в точках их ввода в контактное пространство. Решение данной системы с указанными начальными условиями с учетом известного соотношения $t_{\delta} = f(I_{\delta})$ относительно величины температуры и энтальпии воздуха в выходном сечении камеры орошения и определяет теплотехнические характеристики интересующего нас контактного аппарата.

Рассмотрим вначале получение решения при адиабатном режиме обработки воздуха, когда энтальпия обрабатываемого воздуха не изменяется, а температура рециркуляционной воды также постоянна и равна температуре воздуха по мокрому термометру при $I = I_{\delta} = \text{const}$. В этом случае уравнения (4.1) и (4.3) имеют тривиальные решения: $I = I_{\delta} = \text{const}$ и $t_{\delta} = t_m = \text{const}$. Уравнение (4.2) приводится к виду

$$\frac{d(t-t_m)}{dy} = (t_m - t) \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) d\delta \quad (4.4)$$

и имеет решение

$$\frac{t - t_m}{t_0 - t_m} = e^{-\int_0^L dy \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) d\delta}, \quad (4.5)$$

где t_0 и I_0 – начальная температура и энтальпия воздуха; L – длина контактного пространства. Из (4.5) следует, что адиабатный процесс независимо от начальных параметров воздуха может быть охарактеризован параметром, величина которого зависит лишь от аэрогидродинамической обстановки. Обычно для описания адиабатной обработки воздуха используется коэффициент адиабатной эффективности

$$E_a = 1 - \frac{t - t_m}{t_0 - t_m}, \quad (4.6)$$

который с учетом (4.5) выражается так:

$$E_a = 1 - \exp\left(-\int_0^L dy \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) d\delta\right). \quad (4.7)$$

Удобным является также описание адиабатного процесса с помощью числа единиц переноса NTU_A :

$$NTU_A = -\ln(1 - E_a) = \int_0^L dy \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) d\delta. \quad (4.8)$$

В случае протекания политропного процесса необходимо рассматривать полную систему уравнений (4.1) – (4.3), дополненную нелинейным уравнением $t_\delta = f(I_\delta)$. При этом система из двух уравнений (4.1) и (4.3) может решаться независимо от (4.2).

Структура искомых зависимостей может быть получена путем анализа исходной системы без непосредственного ее решения, если принять стандартное допущение о возможности аппроксимации кривой насыщения квадратичной параболой

$$t_\delta = a + bI_\delta + cI_\delta^2, \quad (4.9)$$

обеспечивающей высокую точность в диапазоне температур 0 – 30°C. В этом случае уравнение (4.3) примет вид

$$b(1 + hI_\delta) \frac{\partial I_\delta}{\partial y} = F_2(y, \delta)(I - I_\delta), \quad (4.10)$$

где $h = \frac{2c}{b}$ – параметр, пропорциональный кривизне кривой насыщения.

Решение уравнений (4.1), (4.2) и (4.10) будем искать с помощью метода последовательных приближений, используя малость параметра h . Рассмотрим вначале уравнения (4.1) и (4.10). Полагая $h = 0$, получим линейную систему уравнений относительно функций I и I_δ

$$\frac{dI}{dy} = \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) \cdot (I_\delta - I) d\delta; \quad (4.11)$$

$$b \frac{\partial I_\delta}{\partial y} = F_2(y, \delta)(I - I_\delta), \quad (4.12)$$

решение которой для I и $I_{1,\delta}$ всегда может быть представлено так [84]:

$$I_1 - I_0 = E_n(I_{0,\delta} - I_0); \quad (4.13)$$

$$I_{1,\delta} - I_{0,\delta} = E_x(I_{0,\delta} - I_0), \quad (4.14)$$

где E_n и E_x – коэффициенты, не зависящие от начальных термодинамических параметров воды и воздуха.

Второе приближение (I_2 и $I_{2,\delta}$) будем искать в виде

$$I_2 - I_0 = (I_{1,\delta} - I_0)(1 + h\varphi); \quad (4.15)$$

$$I_{2,\delta} - I_0 = (I_{1,\delta} - I_{0,\delta})(1 + h\xi). \quad (4.16)$$

Подставив (4.15) и (4.16) в (4.1) и (4.10), исключив члены, соответствующие первому приближению, и пренебрегая членами, содержащими h^2 , после проведения несложных преобразований получим

$$\frac{d\varphi}{dy} + \frac{1}{I_1 - I_0} \cdot \frac{dI_1}{dy} \varphi - \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) \left(\frac{I_{1,\delta} - I_{0,\delta}}{I_1 - I_0} \xi - \varphi \right) d\delta = 0; \quad (4.17)$$

$$\frac{d\xi}{dy} + \frac{1}{I_{1,\delta} - I_{0,\delta}} \cdot \frac{dI_{1,\delta}}{dy} \xi - \frac{F_2(y, \delta)}{b} \left(\frac{I_1 - I_0}{I_{1,\delta} - I_{0,\delta}} \varphi - \xi \right) d\delta = \frac{dI_{1,\delta}}{dy} \left(1 + \frac{I_{0,\delta}}{I_{1,\delta} - I_{0,\delta}} \right). \quad (4.18)$$

Уравнения (4.17) и (4.18) представляют собой линейную систему неоднородных дифференциальных уравнений относительно функций φ и ξ с нулевыми начальными условиями, причем коэффициенты в этих уравнениях с учетом (4.13) и (4.14) не зависят от начальных параметров воздуха и воды, а правая часть (4.18) представляет собой сумму двух слагаемых, первое из которых пропорционально начальному исходному напору $(I_{0,\delta} - I_0)$, а второе – значение начальной энтальпии $I_{0,\delta}$.

В этом случае решение системы (4.17) и (4.18) может быть представлено в виде [84]

$$\varphi = \alpha_1(I_{0,\delta} - I_0) + \beta_1 I_{0,\delta}; \quad (4.19)$$

$$\xi = \alpha_{1\kappa}(I_{0,\delta} - I_0) + \beta_{1\kappa} I_{0,\delta}. \quad (4.20)$$

Подставив (4.19) в (4.13), а (4.20) в (4.14), получим

$$I_2 - I_0 = E_n \cdot (I_{0,\delta} - I_0) \cdot (1 + h(\alpha_1(I_{0,\delta} - I_0) + \beta_1 I_{0,\delta})); \quad (4.21)$$

$$I_{2,\delta} - I_0 = E_{n,\kappa} \cdot (I_{0,\delta} - I_0) \cdot (1 + h(\alpha_{1\kappa}(I_{0,\delta} - I_0) + \beta_{1\kappa} I_{0,\delta})). \quad (4.22)$$

Таким образом, уравнение (4.21) определяет значение энтальпии обработанного воздуха. Для выявления состояния воздуха необходимо знать два его термодинамических параметра. Второй параметр (температура воздуха) находится из решения уравнения (4.2), которое удобно представить в виде

$$\frac{dt}{dy} = \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) (t_\delta - t_{0,\delta}) d\delta + (t_{0,\delta} - t) \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) d\delta. \quad (4.23)$$

Используя линейную аппроксимацию кривой насыщения, записанную в виде $t_{0,\delta} - t_\delta = -b(I_\delta - I_{0,\delta})$, и подставив это выражение в (4.23), получим

$$\frac{d(t - t_{0,\delta})}{dy} + (t - t_{0,\delta}) \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) d\delta - b \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) (t_\delta - t_{0,\delta}) d\delta = 0. \quad (4.24)$$

Уравнение (4.24) является обыкновенным линейным неоднородным дифференциальным уравнением первого порядка. Воспользовавшись известной формулой решения такого уравнения [85], имеем

$$t - t_{0,\delta} = e^{-\int_0^L dy \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) d\delta} \left[\int_0^L \frac{dy}{e^{\int_0^y \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) d\delta}} \left(b \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) (t_\delta - t_{0,\delta}) d\delta + (t_0 - t_{0,\delta}) \right) dy \right]. \quad (4.25)$$

Аналогично из уравнения (4.1), полагая, что I_δ есть известная функция y , получаем

$$I - I_{0,\delta} = e^{-\int_0^L dy \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) d\delta} \left[\int_0^L \frac{dy}{e^{\int_0^y \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) d\delta}} \left(\int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) (I_\delta - I_{0,\delta}) d\delta + (I_0 - I_{0,\delta}) \right) dy \right]. \quad (4.26)$$

или, учитывая (4.7),

$$I - I_0 - E_a(I_{0,\delta} - I_0) = e^{-\int_0^L dy \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) d\delta} \left[\int_0^L \frac{dy}{e^{\int_0^y \int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) d\delta}} \left(\int_0^{\delta_{\max}} F_1(y, \delta) (I_\delta - I_{0,\delta}) d\delta \right) dy \right]. \quad (4.27)$$

Подставляя (4.27) в (4.26) и обозначая $I - I_0 = \Delta I$; $I_\delta - I_{0,\delta} = \Delta I_\delta$; $t - t_0 = \Delta t$; $t_{0,\delta} - t_0 = \Delta t_0$, имеем

$$\Delta t = E_a \Delta t_0 + b(\Delta I - E_a \Delta I_0). \quad (4.28)$$

Используя (4.13), получим выражение для Δt в виде

$$\Delta t = E_a \Delta t_0 + b \left(1 - \frac{E_a}{E_n} \right) \Delta I. \quad (4.29)$$

Для уменьшения максимальной погрешности при аппроксимации одной формулой всех возможных режимов в заданных пределах изменения величины I_δ имеет смысл сместить начало отсчета энтальпий, поместив его в середину интервала ($I_{\delta_0} = 54,0$ кДж/кг, $b = 0,33$ °С·кг/кДж). В этом случае зависимость (4.20) приобретет вид

$$I_2 - I_0 = E_n \cdot (I_{0,s} - I_0) \cdot [1 + h(\alpha_1(I_{0,s} - I_0) + \beta_1(I_{0,s} - 54,0))]. \quad (4.30)$$

Полученные зависимости (4.29) и (4.30) представляют собой искомые теплотехнические характеристики камер орошения, справедливые в достаточно широком диапазоне режимов ее работы. Численные значения входящих в них коэффициентов эффективности (E_n и E_a) и корректирующих коэффициентов α_1 и β_1 при всех режимах не зависят от начальных параметров воды и воздуха при условии, что эти параметры не выходят за пределы диапазона аппроксимации $0 - 30^\circ\text{C}$.

Зависимости (4.29) и (4.30) являются наиболее общими из известных, так как они вытекают из рассмотрения общих уравнений тепломассообмена. Они справедливы для любых контактных аппаратов независимо от способа формирования контактной поверхности и схем взаимного движения воды и воздуха. Существенным достоинством этих зависимостей является единая форма представления результатов для процессов как с понижением энтальпии, так и с ее повышением.

Рассматривая (4.29) и (4.30), следует отметить, что при прочих равных условиях интенсивность протекания обменных процессов определяется величинами E_n и E_a . Первый из них, как уже отмечалось, является коэффициентом адиабатной эффективности и полностью определяется числом единиц переноса. Коэффициент E_n , входящий в эти уравнения, представляет собой среднее для всех направлений процессов значение энтальпийной эффективности камеры орошения при заданной аэрогидродинамической обстановке и называется приведенным коэффициентом энтальпийной эффективности. Величина его зависит не только от числа единиц переноса, но и от удельного количества энергии, аккумулированной тепло- или холодоносителем, аналогом которой является коэффициент орошения μ .

Значения E_n и E_a связаны соотношением $E_a > E_n$. Действительно, указанное соотношение всегда имеет место, так как процесс обработки воздуха в адиабатном режиме протекает при постоянной температуре контактной поверхности, а процесс изменения энтальпии воздуха в политропных режимах осуществляется при непрерывно изменяющихся уровнях энтальпии как в ядре воздушного потока, так и в пограничных слоях у поверхности воды.

Изменение температуры воздуха описывается уравнением (4.29). Первое слагаемое этого уравнения характеризует протекание процесса тепломассообмена при постоянной температуре поверхности контакта. Следует отметить, что в адиабатном процессе, когда $\Delta I = 0$, величина $E_a \Delta t_0$ полностью определяет изменение температуры воздуха в аппарате. В политропных процессах наряду с изменением термодинамических параметров воздуха происходит изменение температуры воды, что, естественно, снижает темп изменения температуры воздуха. Именно это обстоятельство учитывается вторым слагаемым выражения (4.29), величина которого зависит от напора энтальпий.

Коэффициенты эффективности E_n и E_a и корректирующие коэффициенты α_1 и β_1 могут быть определены в ходе обработки экспериментальных данных или теоретически, путем математического моделирования обменных процессов, протекающих в камерах орошения. Прежде чем перейти к вопросам моделирования, рассмотрим важный с практической и теоретической точек зрения вопрос существования количественной взаимосвязи между коэффициентами E_n и E_a . Наличие такой взаимосвязи позволяет резко сократить объем опытных работ и упростить их проведение, так как изучение адиабатных процессов опытным путем существенно проще и дешевле.

4.1.2.2. ВЗАИМОСВЯЗЬ КОЭФФИЦИЕНТОВ АДИАБАТНОЙ И ПОЛИТРОПНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Дело в том, что коэффициент E_n весьма просто и надежно может быть определен экспериментально. Что же касается коэффициента E_a , то его нахождение в ходе эксперимента связано с целым рядом технических трудностей, обусловленных необходимостью стабилизации параметров сред на входе в аппарат, организацией тепло- и холодоснабжения стенда, обеспечением достаточной точности измерения тепловых и влажностных параметров обрабатываемого воздуха. Наличие взаимосвязи между E_n и E_a дает возможность прогнозировать характеристики аппарата в политропных режимах по экспериментальным зависимостям, описывающим его эффективность в адиабатном режиме работы.

Существование такой функциональной взаимосвязи вытекает из (2.9), откуда следует, что E_n является функцией μ и NTU, а величина E_a зависит лишь от NTU. Для ряда контактных аппаратов, в которых ясны схемы взаимного движения воды и воздуха, имеются выражения, идентичные выражениям для КПД рекуперативных теплообменников η по [21]. Для прямотока эта зависимость имеет вид

$$E_n = \frac{1 - \exp(-NTU(1 + \frac{1}{\psi}))}{1 + \frac{1}{\psi}}, \quad (4.31)$$

для противотока –

$$E_n = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - \frac{1}{\psi}))}{1 - \frac{1}{\psi} \exp(-NTU(1 - \frac{1}{\psi}))}, \quad (4.32)$$

для перекрестного тока –

$$E_n = NTU \int_0^1 \int_0^1 \exp(-NTU(x + \frac{y}{\psi})) \cdot I_0^*(-2 \cdot NTU \cdot \sqrt{\frac{xy}{\psi}}) dx dy, \quad (4.33)$$

где I_0^* – функция Бесселя от мнимого аргумента первого рода нулевого порядка.

Следует отметить, что совпадение E_n и η не является случайным, а отражает тот факт, что процессы тепломассопереноса в контактных аппаратах с заданной геометрической формой поверхности в линейном варианте аппроксимации кривой $\varphi = 100\%$ и процессы теплопередачи в сухом режиме описываются одной и той же системой дифференциальных уравнений с соответствующими граничными условиями. О том, что уравнения (4.31) – (4.33) относятся к описанию контактных аппаратов, говорит лишь то, что величина приведенного коэффициента орошения $\psi = bc_w \mu$ пропорциональна среднему углу наклона кривой насыщения, а величина NTU пропорциональна коэффициенту теплообмена α , в то время как при описании КПД теплообменника NTU определяется коэффициентом теплопередачи.

Таким образом, для целого ряда пленочных контактных аппаратов с различными схемами движения приведенные энтальпийные коэффициенты могут быть найдены по графическим зависимостям, представленным, например, в [21]. Правомочность их использования определяется допущениями, позволяющими считать тождественными математические модели сухого теплообмена в рекуперативных теплообменниках и тепломассообмена в пленочных контактных аппаратах, в частности, допущением об отсутствии температурной релаксации в жидкой пленке.

Формулы (4.31) и (4.32) справедливы не только для пленочной, но и для форсуночной камеры орошения с монодисперсным распылением. В действительности процессы тепломассообмена в реальных форсуночных камерах характеризуются наличием полидисперсной структуры капель, существенно влияющей на эффективность обработки воздуха.

Попытаемся определить зависимость $E_n(E_s)$ для последнего случая, воспользовавшись следующей расчетной моделью. Будем считать, что воздушный поток представляет собой совокупность движущихся слоев воздуха, синхронно с которыми перемещаются капли различных диаметров, причем каждый слой воздуха содержит капли лишь одного диаметра δ . Теплообменные процессы между воздухом и каплями в пределах каждого слоя протекают изолированно друг от друга. Смешение слоев происходит лишь на выходе из аппарата, а масса воздуха, взаимодействующая с каплями диаметром δ , может считаться пропорциональной площади лобовой поверхности капли соответствующего диаметра. Исходная система расчетных уравнений может быть записана с учетом следующих моментов. Пусть имеется полидисперсная жидкая фаза, характеризуемая функцией распределения $f(\delta)$. Тогда количество капель диаметром δ , проходящих через поперечное сечение камеры в единицу времени, таково:

$$dn = N_0 \cdot f(\delta) \cdot d\delta, \quad (4.34)$$

где N_0 – общее количество капель, генерируемых форсунками в единицу времени, которое может быть подсчитано по формуле

$$N_0 = \frac{6 \cdot G_s \cdot \mu}{\pi \rho_w M_3}. \quad (4.35)$$

Заметим, что $M_n = \int_0^{\delta_{\max}} \delta^n f(\delta) d\delta$ и, следовательно, $M_3 = \int_0^{\delta_{\max}} \delta^3 f(\delta) d\delta$.

Таким образом, общая площадь капель диаметром δ

$$f_\delta = \frac{\pi V_0}{V} \delta^2 \cdot f(\delta) \cdot d\delta \cdot dx,$$

а общее количество теплоты, переданное каплями обрабатываемому воздуху, будет таким:

$$dQ_\delta = \frac{6 \cdot G_s \cdot \mu \cdot \lambda \cdot Nu}{\rho_w \cdot V \cdot M_3} \delta \cdot f(\delta) \cdot (t_\delta - t) \cdot d\delta \cdot dx. \quad (4.36)$$

С другой стороны,

$$dQ_\delta = c_s G_s(\delta) \cdot dt. \quad (4.37)$$

Учитывая, что $G_*(\delta) = \frac{G_*}{M_2} \delta^2 f(\delta) d\delta$ и приравнявая (4.36) и (4.37), имеем

$$\frac{dt}{dx} = \frac{A_1 \cdot \mu}{\delta} \cdot \frac{M_2}{M_3} \cdot (t_\delta - t), \quad (4.38)$$

где

$$A_1 = \frac{6 \cdot \text{Nu} \cdot \lambda_0}{3600 \cdot c_* \cdot \rho_w \cdot V}. \quad (4.39)$$

Аналогично может быть получено уравнение для энтальпии

$$\frac{dI}{dx} = \frac{A_1 \cdot \mu}{\delta} \cdot \frac{M_2}{M_3} \cdot (I_\delta - I). \quad (4.40)$$

Исходя из условий баланса теплоты, переданной каплями воздуху при линейной аппроксимации кривой насыщения, получим уравнение для определения энтальпии, а следовательно, температуры капель:

$$\frac{dI_\delta}{dx} = \frac{A_1 \cdot \mu}{\psi} \cdot \frac{1}{\delta^2} (I - I_\delta). \quad (4.41)$$

Конечные параметры воздуха на выходе из аппарата вычисляются по очевидным формулам

$$t_k = \frac{1}{M_2} \int_0^{\delta_{\max}} t(L) f(\delta) \delta^2 d\delta; \quad (4.42)$$

$$I_k = \frac{1}{M_2} \int_0^{\delta_{\max}} I(L) f(\delta) \delta^2 d\delta. \quad (4.43)$$

Система уравнений (4.38), (4.40) и (4.41) решается при следующих начальных условиях:

$$I(0) = I_n; t(0) = t_n; t_\delta(0) = t_{\delta n}. \quad (4.44)$$

При адиабатном режиме, интегрируя (4.38), имеем

$$1 - E_n = \frac{1}{M_2} \int_0^{\delta_{\max}} \exp\left(-\frac{A_1 \mu L}{\delta} \cdot \frac{M_2}{M_3}\right) f(\delta) \delta^2 d\delta. \quad (4.45)$$

Решая систему дифференциальных уравнений (4.40) и (4.41) для величины коэффициента полнотропной эффективности в изолированном воздушном слое $E_n(\delta)$, получаем

$$E_n(\delta) = \frac{1 - (1 - E_n)^{1 + \frac{M_3}{\psi \delta M_2}}}{1 + \frac{M_3}{\psi \delta M_2}}. \quad (4.46)$$

Интегральное значение коэффициента E_n обрабатываемого воздуха на выходе из аппарата таково:

$$E_n = \frac{1}{M_2} \int_0^{\delta_{\max}} \frac{1 - \exp\left(-\frac{A_1 \mu L}{\delta} \cdot \frac{M_2}{M_3} \left(1 + \frac{M_3}{\psi \delta M_2}\right)\right)}{1 + \frac{M_3}{\psi \delta M_2}} f(\delta) \delta^2 d\delta. \quad (4.47)$$

Аналогичное уравнение для определения E_n в режиме противотока имеет вид

$$E_n = \frac{1}{M_2} \int_0^{\delta_{\max}} \frac{1 - \exp\left(-\frac{A_1 \mu L}{\delta} \cdot \frac{M_2}{M_3} \left(1 + \frac{M_3}{\psi \delta M_2}\right)\right)}{1 - \frac{M_3}{\psi \delta M_2} \exp\left(-\frac{A_1 \mu L}{\delta} \cdot \frac{M_2}{M_3} \left(1 + \frac{M_3}{\psi \delta M_2}\right)\right)} f(\delta) \delta^2 d\delta. \quad (4.48)$$

Полученные уравнения (4.47) и (4.48) описывают в неявном виде искомую зависимость $E_n(E_1)$ с фиксированными значениями коэффициента орошения при тепломассообмене воздушного потока с полнотропной совокупностью капель, либо участвующих в синхронном движении (прямоток), либо движущихся противоточно. Очевидно, что в связи с наличием в правых частях уравнений интегралов от произведений трансцендентных функций аналитическое представление зависимостей $E_n(E_1)$ в общем виде получить не удастся.

Рассмотрим способ получения зависимостей $E_n(E_n)$ в табличной форме при нормально-логарифмическом законе распределения капель по диаметрам. В этом случае

$$f(\delta)d\delta = \frac{1}{\delta} \cdot \frac{\exp(-(\frac{\ln \delta - \ln \xi}{\sigma\sqrt{2} \cdot \ln 10})^2)}{\sigma\sqrt{2} \ln 10} d\delta. \quad (4.49)$$

Величины моментов M_2 и M_3 в этом случае будут такими:

$$M_2 = \int_0^{\infty} f(\delta)\delta^2 d\delta = \xi^2 \cdot \exp(c^2); \quad (4.50)$$

$$M_3 = \int_0^{\infty} f(\delta)\delta^3 d\delta = \xi^3 \cdot \exp(\frac{9}{4}c^2), \quad (4.51)$$

где

$$c = \sigma\sqrt{2 \cdot \ln 10}. \quad (4.52)$$

Введем новую переменную $\eta = \delta/\xi$. Тогда выражения (4.47) и (4.48) для E_s и E_n преобразуются к виду

$$1 - E_s = \frac{1}{c\sqrt{\pi}} \int_0^{\infty} \exp(-\frac{A}{\eta} - (\frac{\ln \eta}{c} - c)^2) \frac{d\eta}{\eta}; \quad (4.53)$$

$$E_n = \frac{1}{c\sqrt{\pi}} \int_0^{\infty} \frac{1 - \exp(-\frac{A}{\eta}(1 + (D \cdot \eta)^{-1}))}{1 + (D \cdot \eta)^{-1}} \cdot \exp(-(\frac{\ln \eta}{c} - c)^2) \frac{d\eta}{\eta}, \quad (4.54)$$

где

$$A = \frac{A_1 \mu L}{\xi^2} \exp(-\frac{5}{4}c^2); \quad D = \psi \cdot \exp(-\frac{5}{4}c^2).$$

Численное решение системы уравнений (4.53) и (4.54) на ПЭВМ позволило определить зависимости E_n (NTU, μ , σ), получение которых и является конечной целью рассматриваемой задачи. Некоторые результаты численных расчетов представлены в табл. 4.1 для различных значений NTU, μ и σ при синхронном движении капель и воздуха.

Таблица 4.1

РАСЧЕТНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛИТРОПНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ E_n

σ	NTU	Значения E_n				
		$\mu = 0,5$	$\mu = 1,0$	$\mu = 1,5$	$\mu = 2,0$	$\mu = 2,5$
0,1	0,8	0,352	0,415	0,445	0,475	0,495
	1,6	0,385	0,535	0,585	0,642	0,670
	2,4	0,405	0,560	0,635	0,680	0,725
0,2	0,8	0,302	0,385	0,426	0,451	0,467
	1,6	0,360	0,490	0,559	0,603	0,632
	2,4	0,378	0,526	0,608	0,660	0,697
0,3	0,8	0,259	0,339	0,382	0,410	0,429
	1,6	0,322	0,422	0,510	0,554	0,586
	2,4	0,345	0,478	0,561	0,601	0,653

Полученные при решении модельной задачи численные значения E_n и E_s позволяют оценить качественную сторону взаимосвязи этих величин, увязав ее с влиянием коэффициента дисперсии σ . Из приведенных в табл. 4.1 данных следует, что коэффициент приведенной политропной эффективности монотонно возрастает вместе с ростом μ и NTU. Анализ представленных данных также позволяет отметить одну важную особенность процессов тепломассообмена в полидисперсных системах. Она состоит в том, что при одинаковых значениях μ и NTU максимум значений E_n наблюдается при $\sigma \rightarrow 0$, т.е. в случае монодисперсного распыления жидкости. С ростом σ значения коэффициентов политропной эффективности существенно понижаются. Указанное обстоятельство является важным и может быть использовано, как будет показано ниже, при оценке способов интенсификации процессов тепломассообмена и совершенствования аппаратов с форсуночным распылением жидкости.

Полученные результаты позволяют также ориентировочно установить и количественную связь между величинами E_n и E_s , предположив, что между коэффициентом E_n и величинами μ , NTU и σ существует зависимость, по своей структуре подобная (4.31):

$$E_n = \frac{1 - \exp[\Phi \cdot \ln(1 - E_a)]}{\Phi}, \quad (4.55)$$

где Φ – величина, функционально зависящая от μ , NTU и σ .

В этом случае, используя приведенные в табл. 4.1 данные, зависимость $\Phi(\mu, NTU, \sigma)$ можно записать в виде

$$\Phi = \left(1 + \frac{0,725}{\mu}\right) \cdot \left[1 + c[-\ln(1 - E_a)]^{0,8}\right], \quad (4.56)$$

где $c = 3,2 \cdot \sigma^{1,8}$.

4.1.2.3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В КАМЕРЕ ОРОШЕНИЯ

Математическая модель расчета камер орошения представляет собой систему интегродифференциальных уравнений относительно температуры воздуха по сухому термометру, энтальпии воздуха и температуры капель различных диаметров. Эта система уравнений вытекает из системы (1.9) – (1.15), описывающей в общем случае процессы переноса в контактных аппаратах.

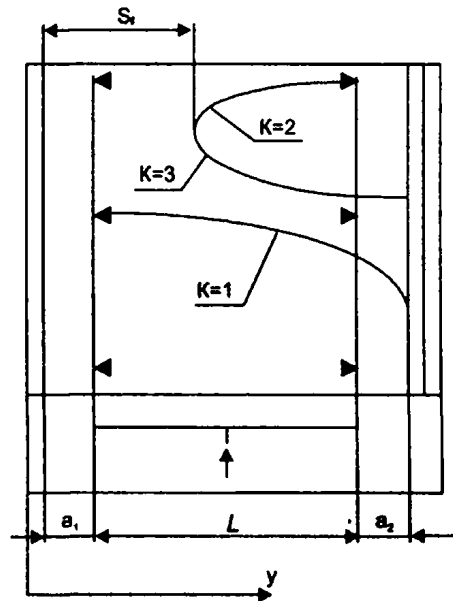


Рис. 4.8. Расчетная схема двухрядной камеры орошения со встречным распылением

Рассмотрим способ получения указанной системы уравнений, описывающей процессы тепло- и массообмена в форсуночных камерах орошения установок кондиционирования воздуха для достаточно общего случая взаимного противоточного и прямоточного движения газожидкостного потока с полидисперсной жидкой фазой, диспергируемой центробежными форсунками. В камере, имеющей два ряда стояков, форсунки первого по ходу движения воздуха ряда осуществляют прямоточное распыление жидкости, а второго – противоточное (рис. 4.8).

Тепломассообменные процессы, протекающие в такой камере в условиях слабой заполненности воздушного потока капельными массами, осложняются присутствием в потоке полидисперсной совокупности капель различных диаметров, количество которых по длине камеры переменное вследствие выпадения капель в поддон и на ограждающие конструкции, а также наличием переменного по величине и направлению поля абсолютных и относительных скоростей движения капель. Рассмотрим способ получения искомой системы уравнений для двухрядной камеры орошения со встречным распылением, приняв следующие допущения.

1. Температура и влагосодержание воздуха меняются лишь по длине камеры, а скорость воздуха в ней постоянна по сечению и равна среднерасходной.

2. Количество капель определенного размера неизменно в поперечном сечении, размер капель при движении их в дождевом пространстве остается постоянным. Вращение капель не влияет на интенсивность теплообмена, эффектом их соударений можно пренебречь.

3. Имеет место подобие процессов тепло- и массообмена в достаточно малых объемах контактного пространства, т.е. соблюдается соотношение Льюиса для коэффициентов тепло- и массообмена в локальном смысле.

4. Явлениями термо- и бародиффузии, диффузионной теплопроводности, а также стефановым течением можно пренебречь.

5. Отсутствует явление температурной релаксации в каплях, т.е. их температура одинакова по всему объему и равна температуре на поверхности капли. Кроме того, предполагается отсутствие турбулентных пульсаций в двухфазном потоке, отсутствие влияния кривизны поверхности капель на концентрацию паров в пограничном слое воздуха над этой поверхностью и т.п.

Рассмотрим объем элемента камеры $F_{\text{оп}} dy$ (см. рис. 4.8) в прямоугольной системе координат x, y, z . Количество капель диаметром δ , проходящих через сечение камеры расстояние y от начала координат в единицу времени, составит

$$dn = N_0 \cdot B(y) \cdot f(\delta) \cdot d\delta, \quad (4.57)$$

где $B(y)$ – коэффициент, учитывающий выпадение капель в поддон и на ограждения, меняющийся по длине камеры (в сечении в соответствующем положении стояков с форсунками $B(y_0) = 1$); N_0 – общее количество капель, распыляемых форсунками ряда в единицу времени; $f(\delta) = \frac{1}{N_0} \frac{dn}{d\delta}$ – закон (функция) распределения капель по размерам.

Поверхность, образуемая каплями диаметрами δ в единицу времени,

$$dF_{\delta} = N_0 \cdot \pi \cdot \delta^2 \cdot B(y) \cdot f(\delta) \cdot d\delta, \quad (4.58)$$

а поверхность капель данного диаметра, приходящаяся на объем $F_{\text{оп}} dx$,

$$N_0 \cdot \pi \cdot B(y) \cdot \delta^2 \cdot f(\delta) \cdot d\delta \cdot d\tau, \quad (4.59)$$

где $d\tau = \frac{dy}{V_y(\delta)}$ – время пребывания капли в объеме $F_{\text{оп}} dy$; $V_y(\delta)$ – абсолютная скорость капли диаметром δ в направлении y .

Количество явной теплоты, переданное каплями диаметром δ воздуху в объеме $F_{\text{оп}} dy$, таково:

$$dq_{\delta} = N_0 \cdot \alpha \cdot B(y) \cdot \pi \cdot f(\delta) \cdot (t_{\delta} - t) \cdot \delta \cdot d\delta \cdot y, \quad (4.60)$$

где α – коэффициент теплоотдачи у поверхности капель.

Используя известное выражение для числа Нуссельта и подставляя его в (4.60), получаем

$$dq_{\delta} = N_0 \cdot \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{V_y(\delta)} B(y) \cdot \pi \cdot f(\delta) \cdot (t_{\delta} - t) \cdot \delta \cdot d\delta \cdot y. \quad (4.61)$$

Из равенства

$$\mu \cdot G_{\delta} = \rho_w N_0 \cdot \int_0^{\delta_{\text{max}}} \frac{\pi \delta^3}{6} f(\delta) d\delta \quad (4.62)$$

получим

$$N_0 = \frac{6 \cdot G_{\delta} \mu}{\pi \rho_w M_3}. \quad (4.63)$$

Подставляя полученное для N_0 выражение в (4.61) и интегрируя его по всему спектру, имеем

$$dq_{\delta} = \frac{6 \cdot G_{\delta} \lambda}{\rho_w M_3} dy \cdot \int_0^{\delta_{\text{max}}} \frac{\text{Nu} \cdot B(y)}{V_y(\delta)} \cdot \delta \cdot f(\delta) \cdot (t_{\delta} - t) \cdot d\delta. \quad (4.64)$$

С другой стороны,

$$dq_{\delta} = c_{\delta} G_{\delta} dt. \quad (4.65)$$

Приравнивая (4.64) и (4.65), получаем

$$\frac{dt}{dy} = \frac{6 \mu \lambda}{c_{\delta} \rho_w M_3} \int_0^{\delta_{\text{max}}} \frac{\text{Nu} \cdot B(y)}{V_y(\delta)} \cdot \delta \cdot f(\delta) \cdot (t_{\delta} - t) d\delta. \quad (4.66)$$

Для полноты математической модели необходимо определиться с законом распределения капель по диаметрам. В настоящее время наиболее полно теоретически обоснованным законом распыления жидкостей центробежными распылителями является нормально-логарифмический закон, предложенный А.Н. Колмогоровым [86], который целесообразно принять при проведении всех последующих расчетов. В соответствии с этим законом

$$f(\delta) = \frac{1}{N_0} \frac{dn}{d(\lg \delta)} = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(\lg \delta - \lg \xi)^2}{2\sigma^2}\right). \quad (4.67)$$

При нормально-логарифмическом законе имеем

$$\frac{dt}{dy} = A_1 \int_0^{\delta_{\max}} N_{\delta} \delta \cdot f(\delta) \cdot (t_{\delta} - t) d\delta, \quad (4.68)$$

где

$$A_1 = \frac{6\mu\lambda}{c_w \rho_w \cdot \ln 10 \cdot \sigma \sqrt{2\pi} \cdot M_3}; \quad N_{\delta} = \frac{\text{Nu} \cdot B(y)}{V_y(\delta)}. \quad (4.69)$$

Аналогично с учетом соотношения Льюиса можно получить уравнения для определения влаго-содержания и энтальпии воздуха:

$$\frac{dd}{dy} = A_1 \int_0^{\delta_{\max}} N_{\delta} \delta \cdot f(\delta) \cdot (d_{\delta} - d) d\delta; \quad (4.70)$$

$$\frac{dI}{dy} = A_1 \int_0^{\delta_{\max}} N_{\delta} \delta \cdot f(\delta) \cdot (I_{\delta} - I) d\delta. \quad (4.71)$$

Уравнение для определения величины $t_{\delta}(y)$ находится из теплового баланса. Оно имеет вид

$$\frac{dt_{\delta}}{dy} = A_2 (I - I_{\delta}), \quad (4.72)$$

где

$$A_2 = \frac{6 \cdot \text{Nu} \cdot \lambda}{c_w \cdot c_w \cdot \rho_w \cdot \delta^2 \cdot V_y(\delta)}. \quad (4.73)$$

Для построения полной математической модели и определения граничных условий необходимо прежде всего выбрать расчетную кинематическую схему движения капель в контактном пространстве. Эта схема определяется количеством рядов стояков с форсунками и взаимным движением воздуха и распыляемой жидкости. Для рассматриваемого случая такая схема приведена на рис. 4.8. Она является наиболее общей и может с небольшими изменениями использоваться при моделировании процессов тепло-массообмена с горизонтальными одно- и двухрядными камерами орошения.

Как видно из рис. 4.8, в различных сечениях камеры могут существовать разные сочетания капель трех типов. К первому типу относятся капли, стартующие из форсунок прямого ряда. Второй тип включает капли, которые продуцируются противоточными форсунками при движении против потока воздуха до плоскости поворота, которая для капель различных диаметров определяется координатой S_{δ}^* . Капли третьего типа движутся от плоскости поворота по направлению движения воздуха.

Для части спектра, соответствующей мелким фракциям, величина S_{δ}^* , как правило, меньше длины оросительного пространства камеры L (см. рис. 4.8). Тогда для мелких капель на начальном участке оросительного пространства в процессе тепло- и массообмена участвуют лишь капли первого типа ($K=1$), на втором участке – всех трех типов ($K=1, 2, 3$), на третьем – первого и третьего типов ($K=1, 3$). Аналогично может быть проведено разбиение всего объема камеры и для капель больших диаметров.

При принятой схематизации система уравнений с учетом (4.68) – (4.73) может быть записана в виде

$$\frac{dt}{dy} = A_1 \cdot \sum_1^3 \int_0^{\delta_{\max}} N_{\delta,k} (t_{\delta} - t) \cdot \exp\left(-\frac{(\lg \delta - \lg \xi)^2}{2\sigma^2}\right) d\delta; \quad (4.74)$$

$$\frac{dI}{dy} = A_1 \cdot \sum_1^3 \int_0^{\delta_{\max}} N_{\delta,k} (I_{\delta} - I) \cdot \exp\left(-\frac{(\lg \delta - \lg \xi)^2}{2\sigma^2}\right) d\delta; \quad (4.75)$$

$$\frac{dt_{\delta}}{dy} = A_2 \cdot (-1)^k \cdot N_{\delta,k}^* (I - I_{\delta}), \quad (4.76)$$

где

$$N_{\delta,k} = \frac{\text{Nu}_k \cdot B_k(y)}{V_k(\delta)}; \quad A_2 = \frac{6\lambda}{c_w c_w \rho_w}; \quad N_{\delta,k}^* = \frac{\text{Nu}_k}{V_k(\delta) \cdot \delta^2}. \quad (4.77)$$

Систему уравнений (4.74) – (4.76) следует решать при следующих граничных условиях:

$$y = 0: t(0) = t_n, I(0) = I_n; \quad (4.78)$$

$$y = a_i: t_{\delta}(a_i) = t_{\delta n}; \quad (4.79)$$

$$y = L + a_i: t_{\delta}(L + a_i) = t_{\delta n}. \quad (4.80)$$

При $y = S_{\delta}$ температуры капель каждого из диаметров второго и третьего типов равны друг другу. Наличие в правой части уравнения (4.76) множителя $(-1)^k$ связано с тем, что в принятой системе координат скорость капель второго типа оказывается отрицательной, т.е. по мере увеличения y капля, движущаяся против потока воздуха, как бы «возвращается» в форсунку.

Следует отметить, что по своей структуре система уравнений (4.74) – (4.76) полностью совпадает с системой (1.24) – (1.26), см. гл. 1, полученной из общей системы уравнений (1.9) – (1.15), которая описывает обменные процессы в контактных аппаратах.

Кинематика капель в камере орошения. Как видно из (4.74) – (4.76), для расчета процессов теплообмена необходимо располагать информацией о кинематике капель, распыляемых форсунками. Траектории их движения определяют текущие по длине камеры орошения значения коэффициента орошения, которые отличаются от исходных вследствие выпадения капель в поддон и на ограждающие конструкции. Относительные скорости капель характеризуют локальные значения чисел Нуссельта, а составляющие абсолютной скорости в продольном направлении определяют время их пребывания в контактном пространстве. Эту информацию можно получить, решив задачу движения совокупности капель в оросительном пространстве камеры. Такая задача представляет и самостоятельный интерес, так как по результатам ее решения можно судить о рациональности использования объема камеры, достоинствах и недостатках различных схем распыления.

В общем случае центробежные форсунки можно рассматривать как источник капель, одновременно стартующих с равными скоростями в различных направлениях по наружной поверхности конуса распыления. Траектории капель могут быть определены из решения уравнения одиночной капли, которое в векторной форме имеет вид

$$\rho_{\kappa} \frac{\pi \delta^3}{6} \frac{d\vec{V}}{d\tau} = -\zeta \frac{\rho_{\kappa} u^2}{2} \times \frac{\pi \delta^2}{4} \times \frac{\vec{U}}{U} + \vec{p}, \quad (4.81)$$

где \vec{V} и \vec{U} – векторы абсолютной и относительной скорости капли; U – величина относительной скорости капли по модулю; ζ – коэффициент сопротивления капли шарообразной формы; \vec{p} – вес капли.

Начальные условия для капель, стартующих в различных направлениях, определяются углом между соответствующим вектором и координатными осями. Этот угол, равный корневому углу факела распыления, и модуль начальной скорости вычислялись на основе зависимостей, вытекающих из теории идеальной форсунки [87], с учетом поправок, уточняющих реальные расходные характеристики форсунок, приведенные ниже. Расчеты, проведенные по уравнению (4.81) для различных углов распыления и скоростей стартующих капель, как при прямоточном, так и при противоточном распылении жидкости позволили сделать вывод о том, что одновременно стартующие капли одного размера по мере удаления от форсунок образуют расширяющийся круг, центр которого опускается. Этот вывод численно подтверждается для капель всех рассчитываемых диаметров.

Благодаря этому движение всей совокупности капель можно описывать по характерным каплям, векторы начальных скоростей которых лежат в горизонтальной плоскости на наружной поверхности конуса распыления.

При достаточно большом количестве форсунок в сечении камеры можно считать плотность распределения капель одного диаметра постоянной по заполненному сечению. В этом случае текущее значение коэффициента орошения определяется как отношение площади камеры $F_{\text{фр}}$, заполненной каплями, к площади того сечения F , которое бы имело место при отсутствии ограждения и поддона. Соответствующие количественные зависимости для камер прямоугольного поперечного сечения легко могут быть вычислены из простых геометрических соображений.

Таким образом, решение задачи кинематики движения полидисперсной системы капель дает возможность найти текущие значения $N_{\delta,k}$ и $N_{\delta,k}^*$, входящих в правые части уравнений (4.74) – (4.76), что позволяет численно решать эту систему уравнений. Решение (4.74) – (4.76) при изучении политропических процессов обработки воздуха осложняется специальными граничными условиями, обусловленными наличием прямоточного и противоточного рядов стояков и второго и третьего типов капель, что исключает применение стандартных численных методов решения систем дифференциальных уравнений.

Путь к решению (4.74) – (4.76) – возможность кусочно-линейной аппроксимации действительно закона изменения величин $N_{\delta,k}$ и $N_{\delta,k}^*$ на достаточно малых участках камер, в качестве которых могут

приниматься участки непрерывности производных $\frac{dl_a}{dx}$ между сечениями поворота противоточных капель, стояками с форсунками, воздухораспределителем и каплеуловителем. В этом случае задача сводится к решению n (по количеству участков) систем обыкновенных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами. Применение метода неопределенных коэффициентов приводит после решения характеристических уравнений к системам линейных алгебраических уравнений, что облегчает выполнение граничных условий благодаря принципу суперпозиции. Вычисление интегралов в правых частях (4.74) – (4.76) осуществлялось методом Гаусса. Более подробное описание алгоритма решения (4.74) – (4.76) приведено в [88].

Разработанный алгоритм численного решения рассматриваемой системы уравнений был реализован на ПЭВМ. При проведении расчетных исследований параметры спектра распыления, соответствующие нормально-логарифмическому закону (ξ – модальный размер капель в спектре распыления и σ – коэффициент дисперсии), определялись по формулам, приведенным ниже. Величина коэффициента сопротивления при движении капли

$$\zeta = \frac{24}{Re} + \frac{4,4}{\sqrt{Re}} + 0,32, \quad (4.82)$$

а число Нуссельта вычислялось по формуле Фреслинга

$$Nu = 2(1 + 0,28 Re^{0,5} Pr^{0,33}). \quad (4.83)$$

Обобщенные характеристики центробежных форсунок кондиционеров воздуха. Для проведения расчетов по (4.74) – (4.76) необходимо располагать сведениями о гидравлических характеристиках и параметрах спектра распыления центробежных форсунок. Указанная информация может быть представлена в виде обобщенных зависимостей, полученных в результате обработки имеющихся экспериментальных данных по изучению производительности форсунок, угла раскрытия факела и дисперсного состава капель в форсуночных факелах.

В общем случае производительность форсунок является функцией конструктивных характеристик распылительного устройства, к числу которых относятся геометрическая характеристика, диаметры выходного отверстия и камеры закручивания, число подводящих тангенциальных каналов, а также физических свойств жидкости. Как показывают многочисленные экспериментальные данные, для автомоделных областей работы в режимах кондиционирования воздуха связи между определяющими параметрами существенно упрощаются и могут быть представлены в виде

$$q_\phi = 39,6 \mu^* d_0^2 \Delta P_\phi^2, \quad (4.84)$$

где μ^* – коэффициент расхода форсунки, величина которого зависит лишь от диаметра сопла d_0 , радиуса камеры закручивания R_κ и эквивалентного радиуса входного отверстия $r_{\text{вх}}$.

В качестве исходной зависимости для μ^* было выбрано соотношение, предложенное в [89]:

$$\mu^* = c \cdot A_\phi \frac{b}{(R_\kappa / r_0)^\gamma}, \quad (4.85)$$

где A_ϕ – геометрическая характеристика форсунки, вычисляемая по формуле

$$A_\phi = \frac{R_\kappa - r_{\text{вх}}}{n r_{\text{вх}}^2}. \quad (4.86)$$

Для определения численных значений c , b и γ были проанализированы многочисленные опытные данные по малонапорным центробежным форсункам с одноканальным подводом жидкости ($n = 1$), а также некоторые данные по форсункам с двухканальным тангенциальным подводом ($n = 2$), причем основные влияющие геометрические параметры менялись в достаточно широких пределах: $A_\phi = 0,4 - 5,0$; $d_0 = 3 - 15,0$ мм. Результаты обработки показывают, при $c = 0,32$, $b = 1,19$ и $\gamma = 0,78$ формула (4.85) описывает имеющиеся данные с точностью $\pm 10\%$ для всех разновидностей рассматриваемых форсунок, в том числе и форсунок фирмы «VEIL» (табл. 4.2).

Аналогично была получена обобщенная зависимость для определения угла раскрытия факела $2\varphi_1$. Она имеет вид

$$2\varphi_1 = \frac{58,9}{\mu^* + 0,414}. \quad (4.87)$$

РАСЧЕТНЫЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ РАСХОДА
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ФОРСУНОК КОНДИЦИОНЕРОВ ВОЗДУХА

Тип форсунок	$R_{к,}$ мм	$R_{вх,}$ мм	$d_0,$ мм	n	A_{ϕ}	μ_p	$\mu_{экс}$	$\delta = \frac{\mu_p^* - \mu_{экс}^*}{\mu_p^*}, \%$
Форсунка LTG	9,0	1,8	3,0	1	3,33	0,224	0,210	+6,7
Форсунка Cyclone	12,5	2,5	5,0	1	4,0	0,199	0,221	-10,0
Форсунка ЦНИИПЗ	35,0	6,0	12,0	1	4,83	0,199	0,181	+9,9
Форсунка КТ У1-3,0	7,0	3,5	3,0	1	0,43	0,433	0,494	-12,3
Форсунка КТ У1-4,0	7,0	3,5	4,0	1	0,57	0,410	0,410	0
Форсунка КТ У1-5,0	7,0	3,5	5,0	1	0,71	0,383	0,359	+6,7
Форсунка ШФ-5/9	9,5	2,5	9,0	2	5,0	0,110	0,118	-6,8
Форсунка УЦ-6x5,5-2	9,0	3,1	6,0	2	0,92	0,338	0,340	0
Форсунка УЦ-14x10-4	15,0	6,9	14,0	2	0,59	0,448	0,470	-10,1
Форсунка BEIL	17,0	5,5	8,0	1	1,52	0,27	0,30	-10,0

Отсутствие достоверной информации о параметрах спектра распыления потребовало проведения специальных экспериментальных исследований, конечной целью которых являлось установление обобщенных зависимостей для определения величин ξ и σ в широком диапазоне изменения конструктивных размеров форсунок и гидродинамических условий их работы. Учитывая, что при распылении жидкости центробежными форсунками в факелах распыленной жидкости могут находиться капли с размерами от 5–10 мкм до 2,0 мм, эксперименты проводили с помощью метода электропроводности, предложенного в [90] и развитого в [91, 92], с использованием соответствующей измерительной аппаратуры.

Обработка экспериментальных данных, полученных в виде счетных характеристик $h(s, D)$ для случая нормально-логарифмического закона, проводилась по формулам

$$\xi = 2,36 \frac{I_1}{h(0)} \exp\left(-\frac{5}{4}c^2\right); \quad (4.88)$$

$$c = \sqrt{2 \ln(1,441) \frac{h(0) \cdot I_2}{I_1^2}}, \quad (4.89)$$

где

$$I_1 = \int_0^{\infty} h(s) ds; \quad I_2 = \int_0^{\infty} h(s) s ds; \quad c = \sigma \sqrt{2} \ln 10. \quad (4.90)$$

Интегралы I_1 и I_2 подсчитывались численно по опытным счетным характеристикам. Соотношения (4.88) и (4.89) были получены в результате анализа выражения для счетных характеристик, которые для рассматриваемого метода могут быть представлены в виде

$$h(s) = \int_0^{\infty} K(s, \delta) f(\delta) d\delta, \quad (4.91)$$

где $K(s, \delta)$ – вероятность того, что капля заданного размера в ограниченном объеме коснется двух точек, расположенных на расстоянии s друг от друга:

$$K(s, \delta) = \frac{1}{2} \left(\arccos\left(\frac{s}{\delta}\right) - \frac{s}{\delta} \sqrt{1 - \left(\frac{s}{\delta}\right)^2} \right). \quad (4.92)$$

При проведении экспериментов изучались характеристики спектров распыления форсунок с одно- и двухканальным подводом жидкости, геометрические характеристики которых изменялись в диапазоне $A_{\phi} = 0,43 - 4,0$, диаметры сопла выходного отверстия $d_0 = 3 - 7$ мм при перепадах давлений на форсунках 0,8 – 3,0 бара.

Полученные в качестве исходных зависимости для нахождения величин ξ и σ имеют вид

$$\xi = k_1 A_{\phi}^{\alpha} d_0^{\beta} U_{\phi}^{\gamma}, \text{ мм}; \quad (4.93)$$

$$\sigma = k_2 (1 + k_3 \exp(-m)), \quad (4.94)$$

где m – количество тангенциальных каналов в камере закручивания, U_{ϕ} – относительная скорость истечения жидкости из форсунки.

Следует отметить, что номенклатура определяющих параметров и структура выражения (4.93) для вычисления ξ хорошо согласуются с формой критериальных уравнений для определения средних

(по площади, объему, по их отношению и т.п.) диаметров капель, которые получены многими авторами (см., например, [93]).

Аппроксимация опытных данных в виде (4.93) и (4.94) позволяет при $k_1 = 0,295$; $k_2 = 0,153$; $k_3 = 2,25$; $\alpha = -0,25$; $\beta = 0,5$ и $\gamma = -0,65$ описывать результаты экспериментальных исследований с точностью $\pm 15\%$, т.е. погрешность достаточно велика. Поэтому в формулу (4.93) в окончательном ее виде введен корректирующий коэффициент K_ξ , численное значение которого должно подбираться в ходе расчетов по разработанной математической модели с учетом наилучшего согласования расчетных данных с имеющимися экспериментальными. Таким образом,

$$\xi = 0,295 \cdot K_\xi A_\phi^{-0,25} d_0^{0,5} U_\phi^{-0,65}, \text{ мм}; \quad (4.95)$$

$$\sigma = 0,153(1 + 2,25 \exp(-m)). \quad (4.96)$$

4.1.2.4. ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ДИСПЕРСИИ СПЕКТРА РАСПЫЛЕНИЯ НА ВЕЛИЧИНУ КОНТАКТНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Характерной особенностью выражения (4.96) для определения величины σ является сильная зависимость этой величины от количества тангенциальных каналов подвода жидкости к камере закручивания. Так, при одном канале $\sigma = 0,28$, а при двух $\sigma = 0,20$. Такой характер поведения σ может объясняться существенной неравномерностью толщины пленки в устье сопла форсунки при одноканальном тангенциальном подводе. Это положение может быть обосновано количественно на основе решения следующей модельной задачи.

Предположим, что при диспергировании жидкости центробежной форсункой каждый элементарный участок пленки толщиной $\delta_{\text{плн}}(\psi)$ распыляется на капли, совокупность которых подчиняется нормально-логарифмическому закону, причем дисперсия независимо от толщины пленки является постоянной величиной σ_0 , а модальный размер капель может быть определен по формуле

$$\xi_\psi = B \delta_{\text{плн}}(\psi)^{-0,5}, \quad (4.97)$$

что хорошо согласуется с (4.95).

В такой постановке выражение для определения вероятности появления капель диаметром δ в общей совокупности капель, генерируемых форсункой, таково:

$$P(\delta) = \frac{\int_0^{2\pi} \frac{\delta_{\text{плн}}(\psi)}{M_{3\psi}} \varphi(\delta, \psi) d\psi}{\int_0^{2\pi} \frac{\delta_{\text{плн}}(\psi)}{M_{3\psi}} d\psi}. \quad (4.98)$$

Дисперсия σ_1 общей совокупности капель с учетом (4.98) может быть найдена из соотношения

$$c_1^2 = \frac{2}{3} \ln \frac{M_3 \cdot M_0^2}{M_1^3}. \quad (4.99)$$

Для проведения численных расчетов необходимо задаться законом изменения толщины пленки в устье сопла. Предполагая, что количество жидкости, распыляемой форсункой, не зависит от степени неравномерности заполнения сечения сопла, а расходная составляющая скорости жидкости постоянна по толщине пленки, выражение для $\delta_{\text{плн}}(\psi)$ можно представить в виде

$$\delta_{\text{плн}}(\psi) = h(1 - \chi \cos \psi), \quad (4.100)$$

где $\chi = e/h$ – относительный эксцентриситет, характеризующий смещение центра окружности диаметром d_s , представляющей сечение воздушного вихря на срезе сопла, $h = (d_0 - d_s)/2$; e – абсолютная величина смещения центра воздушного вихря относительно центра выходного отверстия с диаметром d_0 .

Подставляя (4.100) в (4.98), имеем

$$P(\delta) = \frac{\int_0^{2\pi} \frac{\varphi(\delta, \psi)}{\sqrt{1 - \chi \cdot \cos \psi}} d\psi}{\int_0^{2\pi} \frac{d\psi}{\sqrt{1 - \chi \cdot \cos \psi}}}. \quad (4.101)$$

Значения моментов M_0 , M_1 и M_3 с учетом (4.97), (4.100) и (4.101) определяются формулой

$$M_n = \frac{\exp\left(\frac{n^2}{4} c_0^2\right) \cdot \left(\frac{B}{\sqrt{h}}\right)^n \cdot \int_0^{2\pi} (1 - \chi \cos \psi)^{\frac{n-1}{2}} d\psi}{\int_0^{2\pi} \frac{d\psi}{\sqrt{1 - \chi \cdot \cos \psi}}} \cdot d\psi. \quad (4.102)$$

В этом случае выражение для нахождения величины σ_1 имеет вид

$$c_1^2 = c_0^2 + \frac{4}{3} \ln\left(\frac{1}{\pi_0} \int_0^\pi \frac{d\psi}{\sqrt{1 - \chi \cdot \cos \psi}}\right). \quad (4.103)$$

Значение интеграла, входящего в (4.103), может быть определено по формуле

$$\frac{1}{\pi} \int_0^\pi \frac{d\psi}{\sqrt{1 - \chi \cdot \cos \psi}} = \frac{2}{\pi \cdot \sqrt{1 + \chi}} \cdot K \sqrt{\frac{2\chi}{1 + \chi}} \quad (4.104)$$

с помощью [94], где приведены затабулированные значения функции $K(\chi)$.

Как следует из опытных данных некоторых авторов (см., например, [95]), изучавших нарушение осевой симметрии при распылении жидкости центробежными форсунками, величина этой неравномерности, обусловленной одноканальным подводом, очень существенна. В частности, для форсунок типа У-1 отношение величины максимального и минимального (по углу) расходов жидкости составляет около 19. Исходя из этого величина χ в выражении (4.100) может быть принята равной 0,9. Расчеты, проведенные по (4.103), показывают, что при $\chi = 0,9$ и $\sigma_0 = 0,2$ дисперсия $\sigma_1 = 0,275$ и практически совпадает с величиной, подсчитанной по (4.96), что полностью подтверждает высказанное выше предположение.

Рассмотрим далее вопрос о влиянии дисперсии на величину межфазной поверхности, которая образуется в ходе диспергирования жидкости центробежными форсунками. Для этого вначале необходимо определить общее количество капель, генерируемых форсунками в единицу времени. Это можно сделать следующим образом.

При распылении жидкости центробежными форсунками образуется полидисперсная совокупность жидких капель, которая характеризуется функцией распределения капель по диаметрам δ . В общем случае независимо от конкретного закона распределения плотность распределения капель по диаметрам может быть представлена в виде

$$f(\delta) = \frac{1}{N_0} \cdot \frac{dn}{d\delta}, \quad (4.105)$$

где n – число капель диаметром δ ; N_0 – общее количество капель. В этом случае масса распыленной воды определяется равенством

$$G_w = \rho_w \cdot N \cdot \int_0^\infty \frac{\pi \delta^3}{6} f(\delta) \cdot d\delta, \quad (4.106)$$

откуда следует, что общее число капель

$$N_0 = \frac{6 \cdot G_w}{\pi \rho_w \cdot M_3}, \quad (4.107)$$

где

$$M_3 = \int_0^\infty \delta^3 \cdot f(\delta) \cdot d\delta. \quad (4.108)$$

Поверхность капель диаметром δ

$$dF = \pi \delta^2 \cdot dn = \pi \delta^2 \cdot N \cdot f(\delta) \cdot d\delta. \quad (4.109)$$

Величину межфазной поверхности, представляющей собой суммарную поверхность всех капель, продуцируемых при распылении массы жидкости G_w , можно подсчитать по формуле

$$F = \pi \cdot N \cdot \int_0^\infty f(\delta) \cdot \delta^2 \cdot d\delta = \frac{6 \cdot G_w}{\rho_w} \cdot \frac{M_2}{M_3}, \quad (4.110)$$

где

$$M_2 = \int_0^\infty \delta^2 \cdot f(\delta) \cdot d\delta. \quad (4.111)$$

В качестве закона распределения капель по диаметрам, как указывалось выше, в настоящее время принимают нормально-логарифмический закон как наиболее полно отвечающий физическому смыслу процесса диспергирования. В этом случае

$$f(\delta) = \frac{1}{N} \cdot \frac{dn}{d\delta} = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(\lg \delta - \lg \xi)^2}{2\sigma^2}\right). \quad (4.112)$$

Можно показать, что в случае применения нормально-логарифмического закона величины моментов M_2 и M_3 будет соответственно такими:

$$M_2 = \int_0^{\infty} \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(\lg \delta - \lg \xi)^2}{2\sigma^2}\right) \cdot \delta^2 \cdot d\delta = \xi^2 \cdot \exp(c^2); \quad (4.113)$$

$$M_3 = \int_0^{\infty} \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(\lg \delta - \lg \xi)^2}{2\sigma^2}\right) \cdot \delta^3 \cdot d\delta = \xi^3 \cdot \exp\left(\frac{9}{4}c^2\right), \quad (4.114)$$

где
$$c = \sigma \cdot \sqrt{2} \cdot \ln 10.$$

Запишем выражение для моментов n -го порядка в виде

$$M_n = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} \exp\left(-\frac{(\lg \delta - \lg \xi)^2}{2\sigma^2}\right) \cdot \delta^n \cdot d(\lg \delta). \quad (4.115)$$

Обозначим $\lg \delta = t$, $\lg \xi = t_0$. Тогда

$$\delta = \exp(t \cdot \ln 10). \quad (4.116)$$

Подставив новые переменные и (4.116) в (4.115) и проведя простые преобразования по свертыванию показателя степени подынтегрального выражения, получим

$$M_n = \frac{1}{2} \cdot \exp\left(\frac{t_n^2 - t_0^2}{2\sigma^2}\right) \cdot \left[1 + \Phi\left(\frac{t_{\max} - t_n}{\sigma\sqrt{2}}\right)\right], \quad (4.117)$$

где

$$t_n = n\sigma^2 \cdot \ln 10 + t_0; \quad \Phi(u) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{u_{\max}} \exp(-u^2) du. \quad (4.118)$$

Учитывая, что $u_{\max} \rightarrow \infty$, и подставляя значение интеграла вероятности в указанных пределах, окончательно имеем

$$M_n = \xi^n \cdot \exp\left(\frac{n}{2} \cdot c^2\right). \quad (4.119)$$

Следовательно, отношение величин поверхностей при распылении одного и того же количества жидкости, продуцируемого с разными величинами дисперсии σ_1 и σ_2 , будет таким:

$$K_F = \frac{F(\sigma_1)}{F(\sigma_2)} = \frac{M_2(\sigma_1)}{M_2(\sigma_2)} \cdot \frac{M_3(\sigma_2)}{M_3(\sigma_1)} = \exp(1,25(c_2^2 - c_1^2)), \quad (4.120)$$

где

$$c_1 = \sigma_1 \sqrt{2} \ln 10, \quad c_2 = \sigma_2 \sqrt{2} \ln 10.$$

Принимая $\sigma_1 = 0,2$ и $\sigma_2 = 0,28$ и подставляя эти значения в (4.120), получаем $K_F = 1,66$.

На особенности распыления жидкости форсунками с двухканальным подводом впервые обратили внимание Э.Г.Братута и А.Р.Переселков [95], которые с помощью счетно-импульсного метода получили дисперсные характеристики таких форсунок и установили, что в одинаковых условиях распыления с форсунками, имеющими один тангенциальный подводной канал, удельная поверхность капель, продуцируемых двухканальными форсунками УЦ, на 40 % больше, чем у форсунок У-1. Поскольку авторы [95] при обработке опытных данных использовали однопараметрическую зависимость, естественно, они указали на общий эффект, не связывая его с дисперсией спектра распыления.

Форсунки с двухканальным подводом жидкости к камере закручивания характеризуются существенно меньшими значениями коэффициентов расхода μ' , и поэтому их целесообразно применять в конструкциях оросительных систем адиабатных камер орошения [96].

4.1.2.5. АНАЛИЗ РАСЧЕТНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ КАМЕР ОРОШЕНИЯ

Полученная информация об основных факторах, определяющих эффективность протекания обменных процессов в камерах орошения, позволила провести несколько серий численных экспериментов, целью которых были анализ физической картины протекания процессов переноса в полидисперс-

ном газожидкостном воздушном потоке, определении корректирующих коэффициентов $h\alpha_1$ и $h\beta_1$, уточнение аппроксимационных коэффициентов, входящих в выражение (4.56), получение доказательства достоверности разработанной модели. Кроме того, численные эксперименты дают возможность решить целый ряд вопросов по определению рациональных путей интенсификации обменных процессов в форсуночных камерах орошения и созданию оптимальных конструкций таких камер. Результаты численных экспериментов должны являться теоретической основой новой методики расчета камер орошения, работающих в адиабатном и политропном режимах. При проведении численных исследований коэффициент коррекции K_ξ в (4.95) принимался равным единице. Анализ физической картины процессов, протекающих в камерах орошения, целесообразно начать с кинематики полидисперсного капельного потока, во многом определяющей интенсивность обменных процессов. Об этом свидетельствуют результаты численных расчетов, представленные на рис. 4.9 – 4.13.

Эти данные дают представление об изменении структуры поверхности по длине камеры орошения (см. рис. 4.9), о времени пребывания капель в оросительном пространстве (см. рис. 4.10), изменении критерия Nu по длине контактного пространства для капель прямоточного и противоточного ряда стояков (см. рис. 4.11, 4.12), количестве воды, попадающей на сепаратор (см. рис. 4.13).

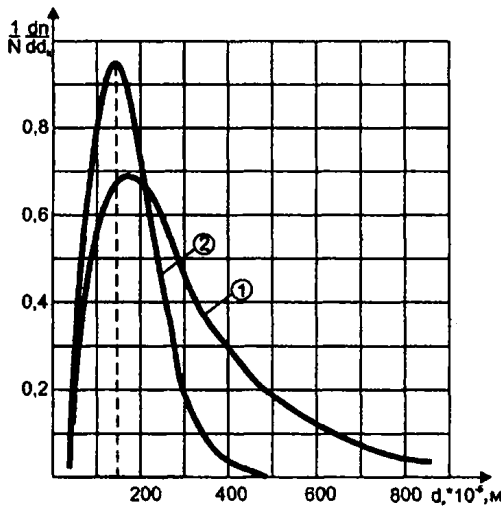


Рис. 4.9. Изменение дисперсности распыления вследствие выпадения капель в поддон и на ограждение: 1 – исходное распределение капель по размерам; 2 – спектр капельных масс у выходных сепараторов

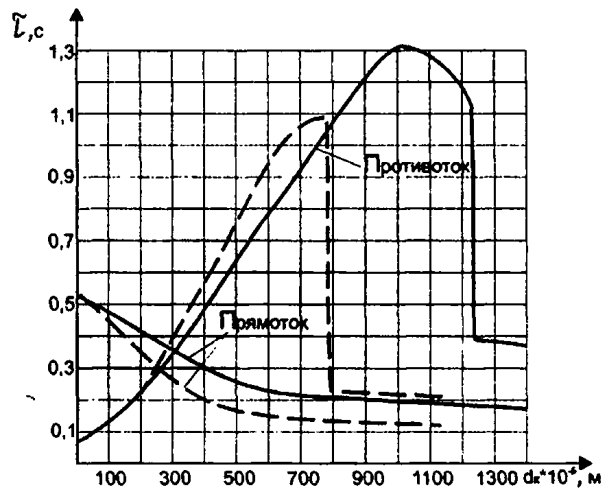


Рис. 4.10. Зависимость времени пребывания капель в дождевом пространстве камеры орошения от их размера:

— — — — — $P_0 = 98,1$ кПа
- - - - - $P_0 = 294,3$ кПа

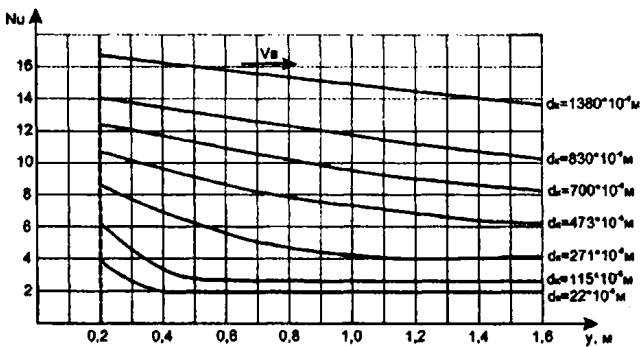


Рис. 4.11. Изменение критерия Nu по длине камеры для прямоточных капель

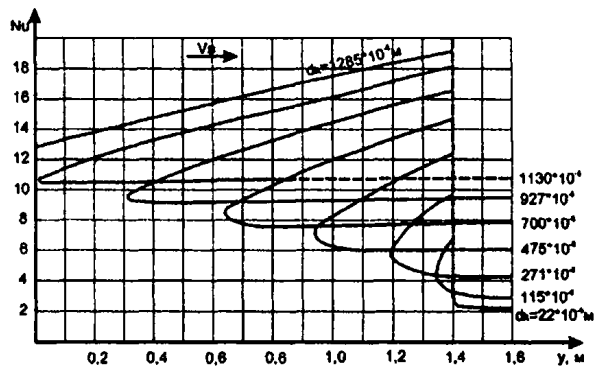


Рис. 4.12. Изменение критерия Nu по длине камеры для противоточных капель

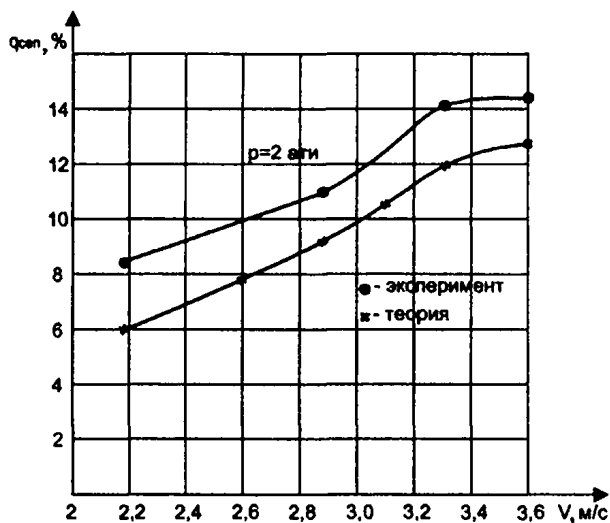


Рис. 4.13. Сравнение результатов расчета и опытных результатов по определению количества воды, попадающей на сепараторы

максимума кривой $\tau(\delta_k)$ при $P_\phi = 1$ бар объясняется полным выпадением в поддон крупных капель при их движении после плоскости поворота. Начиная с некоторого момента функция $\tau(\delta_k)$ имеет разрыв в связи с выбыванием из активного пространства крупных капель при достижении ими поверхности входных пластин. Приведенные на рис. 4.11 и 4.12 кривые зависимостей чисел Нуссельта от диаметров распыляемых капель дают представление о количественной картине интенсивности процессов переноса при прямо- и противоточном их движении. На рис. 4.13 показано сравнение теоретической и экспериментальной зависимостей расходов воды, попадающей на сепаратор (в процентах от общего расхода диспергируемой воды), от скорости воздуха. Как видно из этих графиков, в широком диапазоне скоростей воздуха расхождение между расчетными и опытными данными не превосходит 20 %.

К числу наиболее интересных вопросов относится изучение качественной и количественной картины распределения параметров обрабатываемого воздуха и капель жидкости по объему камеры. При взаимодействии в камере орошения воды и воздуха, имеющих различные термодинамические потенциалы, происходит сближение параметров, темп которого зависит от конструкции камеры, типа установленных форсунок и соотношения расходов контактирующих сред. В идеальной камере бесконечной длины, когда количество находящейся в контакте с воздухом жидкости не изменяется во времени, параметры воздуха и воды стремятся к равновесному состоянию, энтальпия которого может быть определена из балансного уравнения. При этом температура всех капель становится одинаковой и равной конечной температуре воздуха по мокрому термометру.

При монодисперсном распылении температуры всех капель, совершающих одинаковое групповое движение, одновременно стремятся к достижению равновесного состояния. В реальных камерах это сделать не удастся. Более сложный характер приобретают в них и зависимости температуры капель от времени контакта, так как последние имеют широкий спектр размеров (от 0 до 2000 мкм в диаметре).

Рассмотрим более подробно характер изменения температуры капель различных диаметров при взаимодействии воздуха с полидисперсной системой капель по результатам расчетных исследований (рис. 4.14). В начальный момент времени все капли, попадающие в объем камеры из распылительных устройств, имеют одинаковую температуру $t_{0\delta}$. По мере развития процессов теплообмена температура капель изменяется, причем интенсивность изменения температуры капель различных диаметров не одинакова. Действительно, температура крупных капель, обладающих большей тепловой инерцией, изменяется медленно, величина $t_\delta - t_0$ также убывает медленно. В то же время мелкие капли уже в самом начале принимают температуру, близкую к температуре воздуха по мокрому термометру, и на их поверхности протекают процессы, направленные в противоположную сторону относительно основного процесса (рис. 4.15). Как видно из рис. 4.15, температура воздуха по сухому и мокрому термометрам монотонно меняется по длине камеры. Температуры же капель различных диаметров ведут себя по-разному. Температуры крупных капель (как прямоточных, так и противоточных) также меняются монотонно, а температура мелких капель ($\delta = 36$ мкм) практически мгновенно достигает и даже несколько превышает температуру воздуха по мокрому термометру в рассматриваемом сечении камеры. Аналогич-

На рис. 4.9 приведено сравнение исходного спектра распыления со спектром в плоскости выходного сепаратора при скорости воздуха $V_{\text{фр}} = 3,3$ м/с. Видно, что капли с диаметром $\delta_k > 500$ мкм полностью выпадают из рабочего пространства, в то время как капли меньших диаметров участвуют в обменных процессах по всей длине камеры. Медианный размер, соответствующий максимуму кривой распределения, в этом случае смещается влево по оси диаметров. На рис. 4.10 представлены зависимости времени пребывания капель различных диаметров в контактном пространстве камеры (как прямоточной, так и противоточной) при двух значениях давлений перед форсунками. Для капель, распыляемых форсунками прямоточного ряда, кривые $\tau(\delta_k)$ монотонно убывают, причем максимальное время пребывания капель малого диаметра не превосходит

теоретического предела $\tau_{\text{max}} = (L + a_2)/V_{\text{фр}}$. Время пребывания капель, движущихся против потока воздуха, резко возрастает с увеличением диаметра до значения $\delta_k = \delta^*$, когда точка поворота совпадает с плоскостью воздухораспределителей, т.е. $s^* = L + a_1$. Наличие

ная картина наблюдается и для камер диаметром 180 мкм. Так как они обладают большей тепловой инерцией, это явление происходит на значительном удалении от места старта.

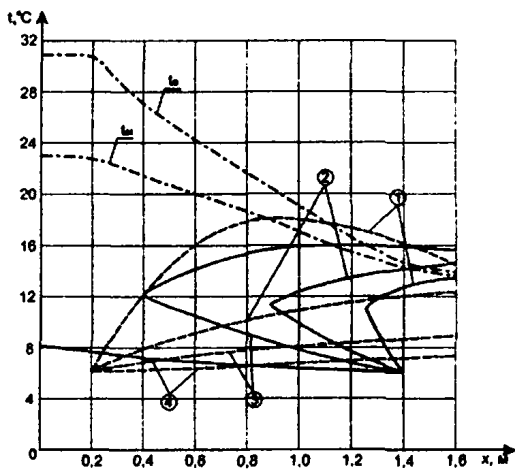


Рис. 4.14. Изменение температуры воздуха и капель различных диаметров по длине камеры орошения в режиме охлаждения с осушкой ($P_0 = 98,1$ кПа, $d_0 = 4,0$ мм):

t_a, t_w – температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам по длине камеры орошения;
 1 – $d_k = 180$ мкм; 2 – $d_k = 420$ мкм; 3 – $d_k = 700$ мкм;
 4 – $d_k = 1364$ мкм;

— — капли, продуцируемые форсунками прямого ряда;
 - - - - капли, продуцируемые форсунками противочного ряда

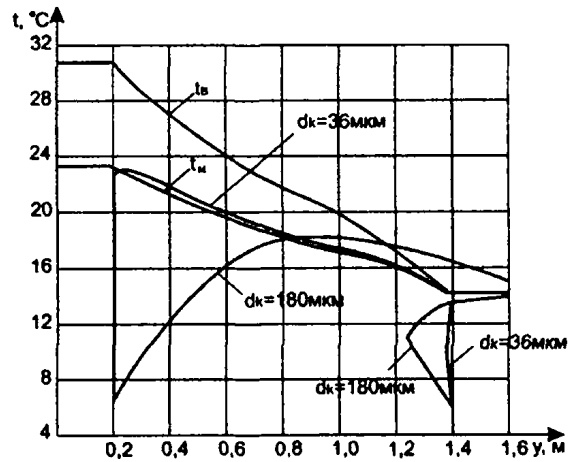


Рис. 4.15. Зависимости температуры мелких капель от длины камеры орошения в режиме охлаждения с осушкой

Таким образом, при полидисперсном распылении в камерах орошения имеются два типа контактной поверхности: на одной из них протекает основной процесс обработки воздуха (например, охлаждение с осушкой), а на второй – обратный процесс теплообмена. Мелкие капли, отдав потоку аккумулированную энергию, начиная с некоторого момента, разного для капель различных диаметров, становятся «вредными», так как на них осуществляются паразитные процессы переноса. Для снижения этого эффекта следует стремиться к использованию распылителей с меньшими значениями дисперсии σ . Такой особенностью, как указывалось выше, обладают центробежные форсунки с двухканальным подводом жидкости к камере закручивания.

Таблица 4.3

СРАВНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ В АДИАБАТНОМ РЕЖИМЕ

$\mu\Delta P_0$, кПа	N_0 , шт.	N_p	L , м	E_p^r	E_p^e	δE_p , %
20,9	9	1	0,3	0,360	0,404	-12,2
			1,1	0,490	0,495	-1,0
			2,0	0,595	0,583	+2,0
52,1	9	1	0,3	0,516	0,505	+2,2
			1,1	0,695	0,702	-1,0
			2,0	0,808	0,788	+2,5
90,6	9	1	0,3	0,631	0,688	-9,0
			1,1	0,815	0,795	+2,5
			2,0	0,925	0,875	+5,7
38,4	72	1	0,3	0,744	0,667	+11,5
65,9			2,0	0,940	0,893	+5,2
38,4	20	1	0,3	0,553	0,618	-11,8
			2,0	0,802	0,721	-11,2
41,6	144	2	1,6	0,715	0,712	0
74,1			1,6	0,841	0,833	+2,2
115,2			1,6	0,901	0,883	+2,1

Примечания. 1. Опыты с одним рядом стояков ($N_p = 1$) проводились в однорядной камере орошения с противочным распылением. 2. В двухстояковой камере осуществлялось взаимовстречное распыление. 3. Поперечное сечение камеры соответствовало размерам кондиционера КТ30.

СРАВНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ
ПРИ ПОЛИТРОПНОМ РЕЖИМЕ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

d_0 , мм	μ	$T_{жн}$, °C	t_0 , °C	l_0 , кДж/кг	$l_{вк}^3$, кДж/кг	$l_{вк}^p$, кДж/кг	δl , %	$t_{вк}^3$, °C	$t_{вк}^p$, °C	δt , %
3	0,91	9,9	28,6	63,6	45,6	45,2	-2,2	16,9	16,9	0
3	1,46	9,9	28,2	63,1	39,7	40,7	+4,4	14,3	14,6	+2,0
4	1,13	8,4	28,2	65,6	42,8	43,4	+3,0	15,6	16,5	+6,7
4	1,70	11,3	28,3	66,9	43,8	44,3	+4,4	15,5	15,8	+2,5
4	1,90	11,2	28,0	64,8	41,3	42,2	+3,9	14,9	15,2	+2,5
4	1,07	8,3	27,6	63,4	43,2	45,0	+9,8	15,8	17,0	+11,5
4	0,91	7,2	27,3	61,9	43,0	45,4	+14,5	16,3	17,6	+12,8
5	1,90	10,3	28,1	61,7	39,3	40,4	+5,2	14,2	14,6	+3,2
5	1,76	10,5	28,0	62,7	41,1	41,4	+1,0	14,9	15,1	+1,6
5	1,46	10,4	28,4	62,7	42,7	43,5	+4,2	15,7	16,2	+3,6

Достоверность разработанной математической модели проверялась путем сравнения расчетных результатов, полученных при коэффициенте коррекции $K_f=1$, с данными экспериментальных исследований, проводимых на специальном теплотехническом стенде, имитирующем форсуночную двухрядную камеру орошения производительностью по воздуху 15 тыс. м³/ч с форсунками типа У-1. Результаты этого сравнения для адиабатного и политропного процессов обработки воздуха, приведенные в табл. 4.3 и 4.4, свидетельствуют об их хорошем согласовании.

4.1.2.6. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КАМЕР ОРОШЕНИЯ

Численное моделирование было применено для окончательного решения вопроса, связанного с построением теплотехнических характеристик камер орошения, а именно для определения величин корректирующих коэффициентов $h\alpha_1$ и $h\beta_1$, входящих в (4.30). С этой целью были проведены многочисленные расчеты камер орошения, оборудованных центробежными форсунками типа У-1. В ходе численных экспериментов варьировались коэффициенты орошения, скорость воздуха во фронтальном сечении камер, длина контактного пространства, плотность установки форсунок и диаметры сопла выходного отверстия.

При анализе камер орошения кондиционеров КТ и КТЦ, оборудованных форсунками У-1, для получения удобных в применении зависимостей для чисел NTU_A , характеризующих эффективность работы камер в адиабатном режиме, была принята аппроксимация

$$NTU_A = A \cdot \mu \cdot \Delta P_\phi^{\alpha_A} \cdot V_{\phi p}^{\beta_A}, \quad (4.121)$$

где A , α_A и β_A – коэффициенты, зависящие от конструктивных характеристик камеры орошения; μ – коэффициент орошения; ΔP_ϕ – падение давления на форсунках, кПа; $V_{\phi p}$ – скорость воздуха во фронтальном сечении камеры, м/с.

Обработка результатов численных экспериментов по методу наименьших квадратов приводит к зависимости

$$NTU_A = 0,42 \cdot \mu \cdot \Delta P_\phi^{0,45} \cdot V_{\phi p}^{-0,65}, \quad (4.122)$$

справедливой для широкого диапазона скоростей воздуха, плотностей расположения форсунок и диаметров выходных отверстий от 3,0 до 5,0 мм.

Результаты машинных экспериментов были использованы также для получения зависимостей коэффициентов приведенной энтальпийной эффективности от кинематических и геометрических характеристик. В этом случае величины E_n вычислялись по формуле

$$E_n = \frac{b \cdot E_n \cdot \Delta I}{E_n \cdot \Delta t_0 - \Delta t + b \cdot \Delta I}, \quad (4.123)$$

а значения ΔI , Δt и Δt_0 определялись для каждого расчетного варианта с учетом полученной выше зависимости для NTU_A . Обработка результатов проводилась по аппроксимационной зависимости

$$NTU_A = A_1 \cdot \mu^{\gamma_1} \cdot \Delta P_\phi^{\alpha_1} \cdot V_{\phi p}^{\beta_1}, \quad (4.124)$$

а

$$E_n = 1 - \exp(-NTU_A). \quad (4.125)$$

Использование метода наименьших квадратов приводит к следующей зависимости:

$$NTU_l = 0,34 \cdot \mu^{0,71} \cdot \Delta P_\phi^{0,14} \cdot V_{\phi p}^{-0,11} \quad (4.126)$$

Корректирующие коэффициенты $h\alpha_1$ и $h\beta_1$, входящие в (4.30), вычислялись с учетом NTU_A . При обработке расчетных данных подтвердилось предположение о том, что с достаточной для практики точностью эти величины в пределах изменения μ , ΔP_ϕ и $V_{\phi p}$ могут быть приняты постоянными, не зависящими от аэрогидродинамической обстановки в камерах орошения. Эти коэффициенты оказались такими: $h\alpha_1 = 0,00072$ кг/кДж, $h\beta_1 = -0,0035$ кг/кДж.

Таким образом, теплотехнические характеристики для форсуночных камер орошения с учетом полученных значений корректирующих коэффициентов имеют вид

$$I_2 - I_0 = E_n \cdot (I_{0,\delta} - I_0) \cdot [1 + 0,00072 \cdot (I_{0,\delta} - I_0) - 0,0035 \cdot (I_{0,\delta} - 54,0)]; \quad (4.127)$$

$$\Delta t = E_a \Delta t_0 + b \left(1 - \frac{E_a}{E_n}\right) \Delta I, \quad (4.128)$$

где $b = 0,33$ кг/кДж.

Расчетные значения величин ΔI и Δt , найденные по (4.127) и (4.128), хорошо согласуются с соответствующими величинами, определенными в ходе численных экспериментов, проведенных с использованием полной математической модели камеры орошения. Среднеквадратичное отклонение сравниваемых величин в широком диапазоне режимов работы и конструкций камер орошения не превышает 1,5 % (табл. 4.5).

Таблица 4.5

СРАВНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ И АППРОКСИМАЦИОННЫХ ЗНАЧЕНИЙ ΔI И Δt ПО (4.127) И (4.128)
ПРИ $d_0 = 4,0$ мм, $I_{\text{вх}} = -10$ кДж/кг, $I_{\text{вых}} = 89,2$ кДж/кг, $t_{\text{вх}} = 28$ °С, $t_{\text{вых}} = -10$ °С

V , м/с	μ	ΔI_r , кДж/кг	ΔI_p , кДж/кг	δI , %	Δt_r , °С	Δt , °С	δ , %
2,00	0,9	36,1	36,2	-0,3	16,8	16,6	1,0
	1,2	44,7	45,4	-1,0	20,9	21,1	-1,0
	1,8	58,3	58,3	0	26,2	26,7	-2,0
2,40	0,9	37,0	37,1	-0,4	7,2	17,0	1,4
	1,2	45,8	46,5	-1,6	21,3	21,5	-1,1
	1,8	59,5	58,9	1,0	26,6	27,0	-1,7
2,78	0,9	37,7	37,8	-0,3	17,6	17,4	1,2
	1,2	45,6	47,1	-1,3	21,6	21,8	-0,9
	1,8	59,1	59,3	-0,4	26,9	27,2	-1,2

Аналогично были получены теплотехнические характеристики для одно- и двухрядных горизонтальных камер орошения, отличающихся геометрией распылителей и параметрами оросительной системы, в частности, теплотехнические характеристики камер орошения кондиционеров ОКФ-2 и ОКФ-3, оборудованных широкофакельными форсунками ШФ 9/5 и ЭШФ 10/7.

Вычислительные эксперименты позволяют также уточнить значения коэффициентов аппроксимации, входящих в (4.56). В окончательном виде зависимости для $E_n(E_a)$ и $\Phi(\mu, NTU, \sigma)$ таковы:

$$E_n = \frac{1 - \exp[\Phi \cdot \ln(1 - E_a)]}{\Phi}; \quad (4.129)$$

$$\Phi = \left(1 + \frac{0,725}{\mu}\right) \cdot [1 + c[-\ln(1 - E_a)]^{0,858}], \quad (4.130)$$

где $c = 3,762 \cdot \sigma^{1,9}$.

4.1.2.7. МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ АДИАБАТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КАМЕР ОРОШЕНИЯ

Наличие зависимости $E_n(\mu, NTU, \sigma)$, в свою очередь, позволяет рассмотреть вопрос об упрощении математической модели, что даст возможность форсировать расчеты и сократить расчетное время, которое даже при использовании современных средств вычислительной техники относительно велико. Стремление иметь более простой расчетный метод получения теплотехнических характеристик камер орошения диктуется также необходимостью разработки алгоритмов для создаваемых в настоящее время управляющих микропроцессорных устройств, реализующих оптимальные режимы обработки воздуха. При этом упрощенный метод расчета должен продолжать учитывать основные особенности, характерные для обменных процессов в камерах орошения, а именно: полидисперсность жидкой фазы, переменность полей

абсолютных и относительных скоростей капель, выпадение капель в поддон и на ограждения, связь между параметрами спектра распыления с учетом воздействия внешних условий. Термодинамическая нелинейность может быть учтена с помощью зависимости (4.127).

Такой метод можно разработать на основе использования установленной зависимости $E_n(\mu, NTU, \sigma)$. В этом случае задача сводится к определению адиабатных характеристик камер орошения, что само по себе представляет большой интерес (имеется в виду разработка специализированных адиабатных камер). Дело в том, что эффективность работы таких камер (как и универсальных камер орошения) существенным образом зависит от конструктивных характеристик центробежных форсунок, числа и расположения стояков с форсунками, плотности установки форсунок и т.п.

Получение адиабатных характеристик камер, под которыми понимается зависимость коэффициента адиабатной эффективности от величины коэффициента орошения, опытным путем затруднительно в связи с многообразием конструкций и требует для своей реализации больших временных и материальных затрат. Поэтому представляется целесообразным разработать модифицированный расчетный метод получения указанных характеристик, основанный на решении осредненных уравнений тепло- и массопереноса, которые, тем не менее, учитывают основные особенности протекающих в камерах орошения тепловых и гидродинамических процессов тепловлажностной обработки воздуха.

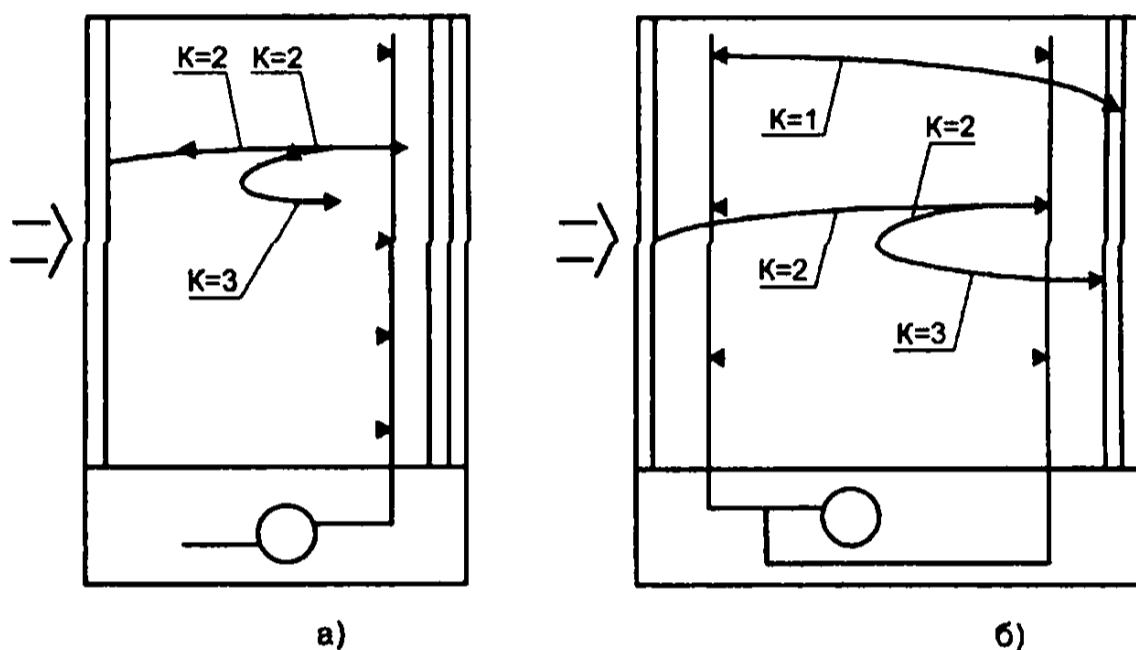


Рис. 4.16. Расчетная схема форсуночных камер орошения:
а – однорядная противоточная; б – двухрядная со взаимовстречным распылением

Задача определения теплотехнических характеристик камер орошения сводится к нахождению величины NTU_A . Для этого рассмотрим форсуночную камеру орошения, оборудованную одним или двумя рядами стояков с центробежными форсунками (рис. 4.16, а, б), в которой реализуются схемы противоточного и взаимовстречного распыления жидкости. При такой схеме распыления, как указывалось ранее, в контактном пространстве двухрядной камеры орошения имеются три типа капель. Капли первого типа продуцируются форсунками прямого ряда и двигаются в попутном воздушном потоке по направлению к выходным сепараторам, где они и улавливаются ими.

Капли второго типа продуцируются форсунками противоточного ряда. Они двигаются в направлении входных воздухораспределителей и, достигая их, осаждаются на пластинах этого воздухораспределителя. К этому же типу относятся и капли, которые при противоточном движении выпадают на ограждения и поддон.

Третий тип – это те капли противоточного ряда, которые не доходят до воздухораспределителей и, достигнув точки поворота, двигаются в попутном воздушном потоке вместе с каплями первого типа. В однорядной противоточной камере (см. рис. 4.16,а) капли первого типа отсутствуют.

Для горизонтальных камер орошения в предположении осуществления контактной обработки между воздухом и полидисперсной совокупностью капель, диспергируемых центробежными форсунками,

$$NTU_A = \frac{6\mu\lambda_s}{c_p \rho_w} \sum_{k=1}^3 \int_0^{L_{\delta_{\max}}} \int_0^{\delta} F_k(x, \delta) f(\delta) d\delta dx. \quad (4.131)$$

Вычисления по (4.131) довольно громоздки и требуют решения систем нелинейных уравнений, описывающих рассматриваемые тепловые процессы. Кроме того, определенную трудность представляет обобщение получаемых численных результатов. Последнее обстоятельство обусловлено сложным характером взаимного влияния определяющих эффективность теплообмена факторов.