

А. Г. Лаптев, В. А. Клочкова

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНДЕНСАЦИОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗА В ПРЯМОТОЧНОМ ВЫСОКОСКОРОСТНОМ ПЛЕНОЧНОМ СКРУББЕРЕ

*Ключевые слова: теплообмен, охлаждение газа, математическая модель, пленочные скрубберы, эффективность процессов.*

Для решения инженерных задач проектирования или модернизации скрубберов в различных отраслях промышленности и энергетике рассмотрен процесс охлаждения газов при контакте с пленкой жидкости при нисходящем движении фаз в режиме сильного взаимодействия в контактных трубках. Записаны тепловая эффективность охлаждения газа, тепловая эффективность нагрева пленки жидкости и эффективность массообмена при конденсации влаги на межфазную поверхность пленки. Для определения тепловой эффективности охлаждения газа и конденсации влаги применяется ячейчатая модель гидродинамической структуры потока по газовой фазе, уравнение теплового баланса и уравнение массоотдачи влаги. В результате решения приведенной системы уравнений находятся энтальпия и температура газа на выходе контактной трубки, влагосодержание газа и расход охлаждающей воды. Приведены примеры расчета охлаждения влажного воздуха водой при скорости газа 10-40 м/с. Даны таблицы с результатами расчета гидравлических и теплообменных характеристик высокоскоростного потока газа с пленкой жидкости, а именно удельного перепада давления, коэффициента гидравлического сопротивления, числа Пекле структуры потока, числа Шервуда, тепловое число единиц переноса и тепловая эффективность. Показано влияние режимных и конструктивных характеристик контактного устройства на процесс охлаждения газа. Дана принципиальная схема комбинированного скруббера охлаждения газа с прямотоком и противотоком движения фаз. Описан принцип работы скруббера с двумя зонами контакта фаз. Отмечено, что кроме охлаждения газа аппарат обеспечивает высокую эффективность сепарации дисперсной фазы. Представленная математическая модель позволяет выполнять расчеты с применением экспериментального коэффициента гидравлического сопротивления двухфазной среды.

A. G. Laptev, V. A. Klochkova

## DETERMINATION OF THE EFFICIENCY OF GAS CONDENSATION COOLING IN A DIRECT-FLOW HIGH-SPEED FILM SCRUBBER

*Key words: heat and mass transfer, gas cooling, mathematical model, film scrubbers, process efficiency.*

To solve engineering problems of design or modernization of scrubbers in various industries and power engineering, the process of gas cooling at contact with a liquid film at downward movement of phases in the regime of strong interaction in contact tubes is considered. The thermal efficiency of gas cooling, the thermal efficiency of heating the liquid film and the mass transfer efficiency of moisture condensation on the interphase surface of the film are written down. To determine the thermal efficiency of gas cooling and moisture condensation, the cellular model of the hydrodynamic flow structure by gas phase, heat balance equation and moisture mass transfer equation are applied. As a result of solution of the above system of equations enthalpy and gas temperature at the contact tube outlet, gas moisture content and cooling water flow rate are found. Examples of calculation of wet air cooling with water at gas velocity of 10-40 m/s are given. Tables with results of calculation of hydraulic and heat and mass transfer characteristics of high-speed gas flow with liquid film, namely specific pressure drop, hydraulic resistance coefficient, Peckle number of flow structure, Sherwood number, thermal number of transfer units and thermal efficiency are given. The influence of mode and design characteristics of the contact device on the gas cooling process is shown. A schematic diagram of a combined gas cooling scrubber with direct and countercurrent phase motion is given. The principle of operation of the scrubber with two phase contact zones is described. It is noted that apart from gas cooling the device provides high efficiency of dispersed phase separation. The presented mathematical model allows to perform calculations using the experimental coefficient of hydraulic resistance of two-phase medium.

### Введение

Процессы тепло- и массообмена, а также сепарации дисперсной фазы из газов в пленочных аппаратах находят широкое применение в различных отраслях промышленности и энергетике. В таких аппаратах проводятся процессы абсорбции, ректификации, «мокрой» очистки и охлаждения газов. Значительный вклад в исследования течения пленок жидкости внесли Н.Н. Семенов, С.С. Кутателадзе, Н.М. Жаворонков, Р.И. Нигматулин, С.В. Алексеенко, Л.П. Холпанов, Н.А. Николаев и многие другие. Исследованы различные режимы движения пленки совместно с газовым или паровым потоком в каналах с гладкими, шероховатыми стенками, а также с закруткой фаз [1-3].

При пленочном взаимодействии газа с жидкой фазой может применяться как противоток, так и прямоток фаз. Причем в прямотоке при скорости газа в контактном устройстве более 7-8 м/с (при нормальных условиях) происходит режим сильного взаимодействия, когда газ способствует транспортированию жидкой пленки, как при восходящем движении, как и нисходящим. В таком режиме процессы теплообмена и сепарации аэрозолей значительно интенсифицируются [4-7], что имеет важное значение при разработке малогабаритных аппаратов в химической технологии и энергетике [8-14].

В статье рассматривается режимом сильного взаимодействия фаз при нисходящим прямоточном движении пленки жидкости с газом. Такой процесс происходит, когда касательное напряжение трения

$\tau_{г-ж}$  (Па) на межфазной поверхности значительно больше чем на стенке  $\tau_{ст}$  ( $\tau_{гж} \gg \tau_{ст}$ ) при гравитационном течении  $\tau_{ст} = \rho_{ж} g \delta_{пл}$ , (Па), т.е. без воздействия газа, где  $\delta_{пл}$  – средняя толщина пленки, м.

Решение задачи математического моделирования охлаждения газа и нагрева жидкости возможно численно на основе решения системы дифференциальных уравнений в частных производных. Для этого уравнения движения газа и пленки жидкости, а также теплообмена записываются отдельно с граничными условиями четвертого рода на границе раздела фаз [5]. Решение такой системы уравнений довольно затруднительно из-за сложных функций турбулентного обмена в газовой фазе и особенно в пленке, которая может двигаться как в турбулентном режиме, так и в ламинарном волновом. Для инженерных расчетов при решении производственных задач модернизации или проектирования пленочных аппаратов целесообразно применение математических моделей гидродинамической структуры потоков – однопараметрической диффузионной или ячеечной (зонной) [6,9,15]. Причем решение ячеечной модели может быть получено в виде системы алгебраических уравнений, что более удобно для быстрых практических расчетов с сохранением требуемой точности.

**Целью данной работы** является представление математической модели структуры потока для решения инженерных задач расчета пленочных аппаратов с движением высокоскоростных потоков охлаждаемого газа с пленкой жидкости с нисходящим движением фаз при конденсационном охлаждении газа.

### Математическая модель

Процесс конденсационного охлаждения газа характеризуется одновременным нагревом жидкой фазы при контакте с газом и понижением температуры газа и влагосодержания. Поток теплоты только за счет конденсационного охлаждения  $Q = Mr = G(C_n - C_k)r$ , Вт, где  $M$  – поток массы сконденсированной влаги, кг/с;  $r$  – удельная теплота парообразования, Дж/кг;  $C_n, C_k$  – концентрация влаги начальная и конечная, кг/кг.

Поток теплоты при конденсационном охлаждении газа с учетом всех составляющих [16]

$$Q = Gc_{рг}(T_{гн} - T_{гк}) + G(C_n I_{пн} - C_k I_{пк}) = L(T_{жк} - T_{жн})c_{рж} + G(C_n - C_k)T_{жк}c_{рж}, \text{ Вт}, \quad (1)$$

где  $G, L$  – массовые расходы газа и жидкости, кг/с;  $c_{рг}, c_{рж}$  – удельные теплоемкости газа и жидкости, Дж/(кгК);  $T_{гн}, T_{гк}$  – начальная и конечная температуры газа, К;  $T_{жн}, T_{жк}$  – начальная и конечная температуры жидкости, К;  $I_{пн}, I_{пк}$  – начальная и конечная энтальпии пара, Дж/кг.

При конденсационном охлаждении газа чаще всего применяется захоложенная вода с температурой 10-20°C и менее. Условие конденсационного охлаждения  $C > C^*$ , где  $C^*$  – концентрация влаги при  $T_{ж}$  на линии насыщения, т.е. при  $\varphi = 100\%$ , где

$\varphi$  – относительное влагосодержание. При расчете аппаратов конденсационного охлаждения (пленочных, насадочных, барботажных и др.) необходимо учитывать, чтобы нагрев воды был не более 40-45°C, т.к. при более высоких температурах будет происходить повышенное испарение жидкой фазы, что снижает эффективность охлаждения газа.

Далее записаны эффективности процессов, как отношение достигнутых показателей к максимально возможным.

Тепловая эффективность охлаждения газа жидкой фазой

$$E_{г} = \frac{I_n - I_k}{I_n - I_k^*}, \quad E_{г} = \frac{T_{гн} - T_{гк}}{T_{гн} - T_{жк}}. \quad (2)$$

Тепловая эффективность нагрева воды при контакте с жидкостью

$$E_{ж} = \frac{T_{жк} - T_{жн}}{T_{гн} - T_{жн}}. \quad (3)$$

Эффективности конденсации влаги

$$E_c = \frac{C_n - C_k}{C_n - C_k^*}. \quad (4)$$

где  $I_k^*$  – энтальпия при  $T_{жк}$  и  $\varphi = 100\%$ , т.е. на линии насыщения.

Теплопередача при конденсационном охлаждении газа при соприкосновении фаз происходит за счет конвективного и молекулярного механизмов, а также за счет конденсации влаги на межфазную поверхность пленки. Плотность потока теплоты  $q$ , (Вт/м<sup>2</sup>) записывается в форме

$$q = K(T_{г} - T_{ж}) + I_{п}\beta_{г}(C - C^*), \quad (5)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>К),  $\beta_{г}$  – коэффициент массоотдачи (скорости переноса влаги) в газовой фазе, м/с;  $I_{п}$  – удельная энтальпия пара, Дж/кг;  $C$  – концентрация влаги, кг/м<sup>3</sup>.

При испарительном охлаждении воды в градирнях и конденсационном охлаждении газа в скрубберах принято использовать аналогию Льюиса и тогда плотность потока теплоты (Вт/м<sup>2</sup>) и полный поток (Вт) (1) записывают в форме [16,17]

$$q = \beta_x(I - I^*), \quad Q = \beta_x F \Delta I_{ср}, \quad (6)$$

где  $\beta_x$  – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности влагосодержаний газа, кг/(м<sup>2</sup>с);  $F$  – площадь поверхности контакта фаз, м<sup>2</sup>;  $\Delta I_{ср}$  – средняя движущая сила теплопередачи, Дж/кг.

Основной задачей в данной постановке является определение тепловой эффективности процессов в контактном устройстве. Примем математическую модель гидродинамической структуры потоков с условным делением рабочей области взаимодействия газа с пленкой жидкости на ряд ячеек с полным перемешиванием по высоте контактной трубки от входа фаз к выходу. Число ячеек  $n$  характеризует дисперсию потока и связано с числом Пекле (критерием Боденштейна) [18].

При  $Pe_{г} = 2 - 10$ :  $n = (Pe_{г} + 1,25) / 2,5$ .

При  $Pe_r > 10$ ,  $n = 0,5Pe_r^2 [Pe_r - 1 + \exp(-Pe_r)]^{-1}$ , где  $Pe_r = w_r H / D_{пр}$  – число Пекле;  $w_r$  – средняя скорость газа, м/с;  $D_{пр}$  – коэффициент обратного (продольного) перемешивания в газовой фазе, м<sup>2</sup>/с;  $H$  – длина канала, м.

Так как, основное сопротивление теплопередачи при конденсационном охлаждении газа сосредоточено в газовой фазе, то расчет ведется с учетом гидродинамики газовой фазы (т.е. числа ячеек), а температура жидкой пленки находится из уравнения теплового баланса.

При турбулентном движении газа (сильное взаимодействие) в контактной трубке совместно с восходящей (или нисходящей) пленкой жидкости число Пекле можно вычислить по выражению, полученному с применением модели Тейлора [15]

$$Pe_r = 0,43 \frac{H}{d_3 \sqrt{\xi_{оп}}}, \quad (7)$$

где  $d_3 = (d - 2\delta_{пл})$  – эквивалентный диаметр канала, м;  $\xi_{оп}$  – коэффициент гидравлического сопротивления орошаемого канала;  $\delta_{пл}$  – средняя толщина пленки, м;  $d$  – диаметр трубки, м.

Тепловую эффективность в газовой фазе в  $i$ -ой ячейке найдем по известному выражению при условии полного перемешивания

$$E_{Гi} = \frac{N_{Gi}}{1 + N_{Gi}}, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (8)$$

где  $N_{Gi} = \beta_x F_i / G$  число единиц переноса в  $i$ -ой ячейке;  $F_i = F / n$  – площадь поверхности контакта фаз в  $i$ -ой ячейке, м<sup>2</sup>;  $F = \pi(d - 2\delta_{пл})H$ , м<sup>2</sup>. Размеры ячеек принимаются одинаковыми для газовой и жидкой фаз.

Общая тепловая эффективность охлаждения газа вычисляется по известному правилу

$$E_r = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - E_{Гi}). \quad (9)$$

Очевидно, что при идентичной гидродинамической обстановке и равенства числа Шмидта и Прандтля ( $Sc_r \approx Pr_r$ ) эффективности  $E_r$  и  $E_c$  будут равны,  $E_r = E_c$ .

Коэффициент массоотдачи определим по выражению, полученному на основе трехслойной модели турбулентного пограничного слоя с корректировкой параметров при взаимодействии газа с волновой или турбулентной пленкой жидкости [19]

$$Sh_r = \frac{Re_r Sc_r^{0,33} \sqrt{\xi_{оп}} / 8}{6,52 (Re_r^{0,125} \xi_{оп}^{0,5})^{-1} + 2,5 \ln(0,0135 Re_r^{1,125} \xi_{оп})}, \quad (10)$$

где  $Sh_r = \beta_r d_3 / D_r$  – число Шервуда;  $D_r$  – коэффициент молекулярной диффузии влаги, м<sup>2</sup>/с;  $Sc_r = \nu_r / D_r$  – число Шмидта;  $\nu_r$  – кинематический коэффициент вязкости газа, м<sup>2</sup>/с;  $Re_r = (w_r - u_{ж}) d_3 / \nu_r$  – число Рейнольдса для прямого тока в пленкой;  $u_{ж}$  – средняя скорость жидкости на межфазной поверхности пленки, м/с;

$u_{ж} = 1,15 q_{ж} / \delta_{пл}$ , м/с;  $q_{ж}$  – приведенная плотность (расход) орошения к периметру трубки, м<sup>3</sup>/(м с).

На рис.1 даны расчетные и экспериментальные значения числа  $Sh_r$  в контактной трубке при прямом токе фаз для процесса испарения воды в воздух. Приведенный расход  $q_{ж} = 0,36$  м<sup>3</sup>/(м·ч). Точки эксперимент [2], линия расчета по выражению (10).

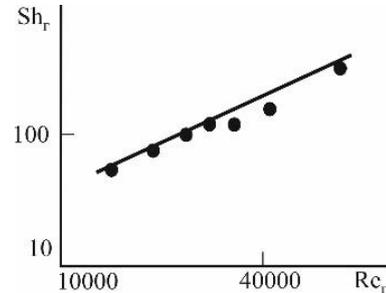


Рис. 1 – Зависимость числа Шервуда от числа Рейнольдса при нисходящем прямом токе при испарении воды в воздух. Точки - эксперимент [2]; сплошная линия - расчет по формуле (10)

Fig. 1 – Dependence of the Chervude number on the Reynolds number at downward direct flow at evaporation of water into the air. Dots - experiment [2]; solid line - calculation by formula (10)

Согласование расчетных и экспериментальных данных числа Шервуда подтверждает адекватность математической модели. Кроме этого рассмотренная ячейная модель гидродинамической структуры потока использована в расчетах тепловой эффективности охлаждения газов в скрубберах с хаотичной насадкой и результаты расчетов удовлетворительно согласуются с экспериментами при противотоке воды и воздуха, а также для дымовых газов [6,15,20]. Это дает основание считать, что представленная в данной статье математическая модель охлаждения газов в контактной трубке при сильном взаимодействии фаз адекватна и может применяться при проектировании аппаратов пленочного типа.

При известной эффективности теплообмена  $E_r$  и массообмена  $E_c$  из выражений (2) и (4) энтальпия газа и влагосодержание на выходе

$$I_k = I_n - E_r (I_n - I_k^*), \quad (11)$$

$$C_k = C_n - E_c (C_n - C_k^*), \quad (12)$$

где  $I_k^*$  и  $C_k^* = f(T_{жк}$  при  $\varphi = 100\%$ ), определяется по справочным данным.

Из уравнения теплового баланса требуемый расход охлаждающей жидкости (кг/с)

$$L = \frac{G(I_n - I_k)}{c_{рж}(T_{жк} - T_{жн})}. \quad (13)$$

При известных значениях влагосодержания газа на входе и на выходе можно вычислить поток теплоты из газа в жидкость только за счет конденсационного охлаждения

$$Q_{кон} = G(C_n - C_k)r, \text{ Вт}, \quad (14)$$

Очевидно, что для сухого газа  $Q_{\text{кон}} = 0$  и охлаждение происходит только за счет конвективного механизма.

Таким образом, из решения представленных выражений (11)-(13) находятся значения термодинамических величин на выходе из насадочного слоя –  $I_k$ ,  $C_k$  и расход охлаждающей жидкости –  $L$ , где гидродинамика и теплообмен учитывается в расчете тепловой эффективности (9).

### Постановка задачи и пример расчета

Задано: массовый расход газа  $G$ , кг/с; начальная температура газа –  $T_{\text{гн}}$ , °С; требуемая конечная температура –  $T_{\text{гк}}$ , °С; относительное влагосодержание газа  $\varphi_n$ , %; начальная температура охлаждающей жидкости –  $T_{\text{жн}}$ , °С; требуемая температура жидкости на выходе –  $T_{\text{жк}}$ , °С; длина –  $H$  и диаметр контактной трубки –  $d$ , м; скорость газа в трубке –  $w_r$ , м/с (для режима сильного взаимодействия при прямомтоке  $w_r = 10-40$ , м/с,  $q_{\text{ж}} = 0,5-3,5$ , м<sup>3</sup>/(мч)).

*Требуется вычислить:* тепловую эффективность охлаждения газа –  $E_r$ ; энтальпию газа на входе –  $I_n$ , кДж/кг при  $T_{\text{гн}}$ ,  $\varphi_n$  ( $C_n$ ); коэффициент массоотдачи –  $\beta_x$ , кг/(м<sup>2</sup>с); число единиц переноса –  $N_r$ ; число ячеек полного перемешивания –  $n$  и число единиц переноса в ячейке –  $N_{r1}$ ; тепловую эффективность одной ячейки –  $E_{r1}$ ; общую тепловую эффективность контактного устройства –  $E_r$ ; тепловой поток –  $Q$ , Вт; расход охлаждающей жидкости –  $L$ , кг/с и плотность орошения –  $q_{\text{ж}}$ , (м<sup>3</sup>/(м ч)); площадь проходного сечения контактных трубок –  $S_0$ , м<sup>2</sup> и число трубок –  $m$  в скруббере.

Массовый расход газа  $G = 1,0$  кг/с; газ-воздух при  $T_{\text{гн}} = 85$  °С,  $\varphi_n = 60\%$ ; требуемая температура охлаждаемого газа  $T_{\text{гк}} = 40$ °С; температура охлаждающей воды  $T_{\text{жн}} = 15$ °С; на выходе  $T_{\text{жк}} = 35$ °С; принимаем скорость воздуха в трубке  $w_r = 20$  м/с при атмосферном давлении; диаметр трубки  $d = 25$  мм, внутренний  $d = 2 \cdot 10^{-2}$  м; длина трубки первоначально принимается  $H = 0,3$  м, а затем уточняется.

**Получено:** по справочным данным  $I_n = 948,2$  кДж/кг;  $C_n = 0,324$  кг/кг; при 20 °С –  $I_n^* = 57,3$  кДж/кг; при 35 °С –  $I_k^* = 129,0$  кДж/кг. Тепловая эффективность через разность температур (2)  $E_r = 0,9$ . Энтальпия воздуха на выходе (11)  $I_k = 146,1$  кДж/кг. Поток теплоты  $Q = 802,1$  кВт; расход воды  $L = 9,6$  кг/с или  $0,0026$  м<sup>3</sup>/с; ( $V_{\text{ж}} = 46,0$  м<sup>3</sup>/ч). Массовый расход газа через одну

трубку  $G_0 = \rho_r S_0 w_r = 6,28 \cdot 10^{-2}$  кг/с (при средней температуре  $T_r = 62,5$ °С,  $\rho_r \approx 1$  кг/м<sup>3</sup>;  $S_0 = \pi d^2 / 4 = 3,14 \cdot 10^{-4}$ , м<sup>2</sup>). Число трубок  $m = G / G_0 = 160$  шт. Плотность орошения  $3,45$  м<sup>3</sup>/(м ч) ( $q_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} / (\pi d m)$ ).

В результате при  $w_r = 20$  м/с и  $q_{\text{ж}} = 3,45$  м<sup>3</sup>/(м ч) получили устойчивый гидродинамический режим нисходящего движения фаз в виде пленки жидкости на внутренней поверхности трубок и в центре газовой поток без существенного брызгоуноса.

Для определения перепада давления при таком режиме используем экспериментальные данные В.А. Булкина (рис. 2) для нисходящего прямотока.

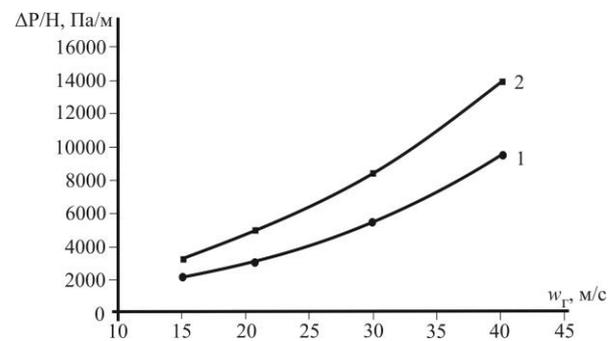


Рис. 2 – Перепад давления в нисходящем осевом потоке. 1 – расход воды 1,13 м<sup>3</sup>/(м·ч); 2 – 2,39 м<sup>3</sup>/(м·ч). Точки - экспериментальные данные В.А. Булкина

Fig. 2 - Pressure drop in the descending axial flow. 1 – water consumption of 1.13 m<sup>3</sup>/(m·h); 2 – 2.39 m<sup>3</sup>/(m·h). Dots - experimental data of V.A. Bulkin

Средняя скорость движения пленки воды  $u_{\text{ср}} \approx 0,093 w_r^{0,75} q_{\text{ж}}^{0,33} = 1,3$  м/с. При турбулентном режиме  $u_{\text{тр}} = 1,15 u_{\text{ср}} = 1,52$  м/с. Коэффициент гидравлического сопротивления

$$\zeta_{\text{оп}} = 2 \Delta P d / (\rho_r H (w_r - u_{\text{тр}})^2) = 0,65.$$

Число Рейнольдса  $Re_r = 23750$ . Число Шервуда  $Sh_r = 385,7$ , коэффициент массоотдачи  $\beta_x = \beta_r \rho_r = 0,453$  кг/(м<sup>2</sup>с). Число единиц переноса  $N_r = \beta_x F / G = 1,36$ , где

$F = \pi (d - 2 \delta_{\text{пл}}) H m = 3,0$  м<sup>2</sup>, ( $m = 160$ ). Число ячеек полного перемешивания  $n = 6,0$ , тогда  $N_{r1} = 0,226$  и  $E_{r1} = 0,184$ . Общая эффективность  $E_r = 0,7$ , что меньше заданной  $E_r = 0,9$ . Следует увеличить площадь контакта фаз за счет длины трубок. При  $F = 6,0$  м<sup>2</sup> имеем  $E_r = 0,9$ , что обеспечивается при  $H = 0,64$  м ( $n = 12$ ). В результате вычислены все тепломассообменные и конструктивные характеристики скруббера. Далее представлены результаты расчета

гидродинамических характеристик при  $H = 0,6$  м и различных режимных параметрах (табл. 1).

**Таблица 1 – Гидродинамические характеристики нисходящего прямого тока воздух-вода ( $H = 0,6$  м,  $d = 0,02$  м)**

**Table 1 – Hydrodynamic characteristics of the downward air-water flow ( $H = 0,6$  m,  $d = 0,02$  m)**

№	$w_{\Gamma}$ , м/с	$q_{ж}$ , м <sup>3</sup> /(м ч)	$Re_{\Gamma}$	$\Delta P / H$ , Па/м	$\xi_{оп}$	$Pe_{\Gamma}$
1	15,1	0,21	18300	1090	0,115	38,0
2	15,1	0,51	18300	1330	0,14	34,5
3	15,1	1,25	18300	2330	0,246	26,0
4	15,1	2,14	18300	3300	0,351	21,8
5	15,1	3,32	18300	4800	0,506	18,1
6	30,0	0,21	36360	1733	0,046	60,1
7	30,0	0,51	36360	2267	0,061	52,2
8	30,0	1,25	36360	3330	0,089	43,2
9	30,0	3,32	36360	6400	0,171	31,2

В таблице 2 представлены результаты расчета тепломассообменных характеристик высокоскоростного прямого тока при различных режимных параметрах (скорость газа и плотность орошения) при  $H = 0,6$  м.

**Таблица 2 – Тепломассообменные характеристики нисходящего прямого тока воздух – вода ( $H = 0,6$  м,  $d = 0,02$  м)**

**Table 2 – Heat and mass transfer characteristics of the descending direct air-water flow ( $H = 0.6$  m,  $d = 0.02$  m)**

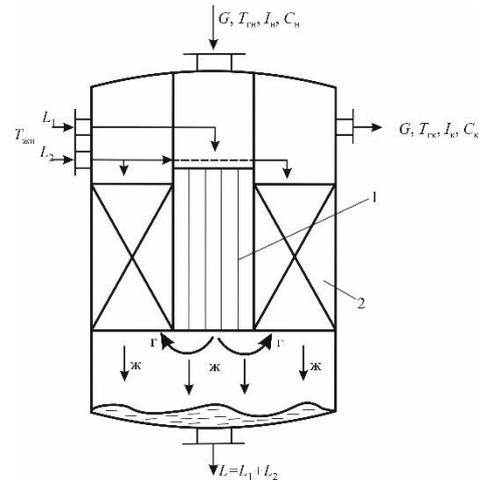
№	$w_{\Gamma}$ , м/с	$q_{ж}$ , м <sup>3</sup> /(м ч)	$Sh_{\Gamma}$	$N_{\Gamma}$	$E_{\Gamma}$
1	15,1	0,21	114,7	1,07	0,657
2	15,1	0,51	126,4	1,18	0,692
3	15,1	1,25	197,6	1,55	0,788
4	15,1	2,14	194,9	1,37	0,745
5	15,1	3,32	229,9	2,13	0,881
6	30,0	0,21	126,3	0,591	0,446
7	30,0	0,51	150,2	0,698	0,502
8	30,0	1,25	181,6	0,850	0,572
9	30,0	3,32	254,5	1,19	0,695

Представленные в таблицах 1 и 2 гидравлические и тепломассообменные характеристики нисходящего высокоскоростного прямого тока могут использоваться в расчетах промышленных скрубберов зависимости от технического задания на проектирование или модернизацию аппаратов.

### Конструкция аппарата

На основе выполненных расчетов и анализа полученных результатов разработана принципиальная схема комбинированного пленочного скруббера с двумя зонами контакта фаз. Первая зона в виде внутреннего цилиндра располагается внутри корпуса в

центре аппарата, где размещаются каналы с высокоскоростным движением газа и пленки жидкости при нисходящем прямотоке. Кроме охлаждения газа в данной зоне может происходить очистка газового потока от дисперсной фазы если таковая имеется. Например, это может быть запыленный или дымовой газ содержащий аэрозольные системы. Дисперсная фаза за счет турбулентно-градиентного (инерционного) механизмов мигрирует и оседает на поверхность пленки. Так, например, при скорости газа в трубке более 15 м/с и  $q_{ж} > 1,0$  м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>ч) эффективность сепарации при  $H = 0,2$  м для капель воды в воздухе диаметром 10 мкм составляет около 100%, при диаметре 3 мкм – 90 %, а при диаметре 1 мкм – около 50 %.



**Рис. 3 – Принципиальная схема комбинированного скруббера очистки и охлаждения газа: 1 – трубчатые контактные устройства с прямотоком фаз; 2 – рулонная насадка с противотоком фаз**

**Fig. 3 – Schematic diagram of a combined gas purification and cooling scrubber: 1 - tubular contact devices with a direct flow of phases; 2 - a roll nozzle with a counterflow of phases**

Однако, при  $H = 1,0$  м даже микронные частицы удаляются с эффективностью около 100 % [6]. Таким образом, в первой зоне кроме первичного охлаждения газа за счет турбулентной миграции удаляется практически вся дисперсная фаза с размерами более 1 мкм (мокрая очистка газа). Очищенный и охлажденный газ после первой зоны меняет направление движения на 180° и поступает во вторую зону с регулярной рулонной насадкой с противотоком фаз. Рулонная насадка размещается в кольцевом пространстве между наружной обечайкой и центральным цилиндром с трубками. Режим работы второй зоны – пленочный противоточный и в зависимости от конструкции рулонной насадки скорость газа может составлять 1-3 м/с, а плотность орошения 10-50 м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>ч). Характеристики таких насадок представлены в монографиях [18,21,22] и многочисленных публикациях различных авторов. Эффективность охлаждения газа во второй зоне может достигать 90-95 % в зависимости от режимных и конструктивных параметров насадки. Кроме регулярной насадки во

второй зоне может размещаться нерегулярная (хаотичная), что повысит эффективность охлаждения, однако с увеличением гидравлического сопротивления. Очищенный и охлажденный газ покидает аппарат через верхний боковой штуцер, а жидкая фаза с загрязнениями – через нижний.

### Выводы

В результате применения разработанной математической модели выполнен расчет тепломассообменных характеристик нисходящего прямого тока газа с пленкой жидкости в контактной трубке и показана принципиальная возможность охлаждения и очистки газа от дисперсной фазы в комбинированном скруббере. Дан алгоритм расчета термодинамических характеристик газа на выходе при заданных на входе. Сделаны исследования влияния скорости газа и расхода жидкости на тепловую эффективность.

Математическая модель может применяться в расчетах высокоскоростных пленочных аппаратов при модернизации или проектировании. С экспериментальными коэффициентами гидравлического сопротивления.

### Литература

1. Р.И. Нигматулин, *Наука*, 464 (1987).
2. Н.А. Войнов, Н.А. Николаев, Изд. «Отечество», 224 (2011).
3. Н.А. Николаев, Л.П. Холпанов, *Теоретические основы химической технологии*, **23**, 5, 563-568 (1989).
4. Е. В. Сугак, Н. А. Войнов, Н. А. Николаев, *Издательство "Отечество"* 224. (2009).
5. Л.П. Холпанов, В.Я. Шкадов, *Наука*. 271 (1990).
6. A.G. Laptev, E.A. Lapteva, *Technical Physics*, **92**, 9, 1129-1136 (2022).
7. A.A. Ageev, D.A. Yakhontov, T.F. Kadyrov, M.M. Farakhov, E.A. Lapteva *Chemical and Petroleum Engineering*, **55**, 7-8, 611-618 (2019).
8. А.Л. Агеев, Д.А. Яхонтов, Т.Ф. Кадыров, *Газовая промышленность*, **1**, 82-87 (2020).
9. Ю.А. Комиссаров, Л. С. Гордеев, Д. П. Вент *Химия*, 1230 (2011).
10. А.А. Агеев, Д.А. Яхонтов, Т.Ф. Кадыров, Е.А. Лаптева, М.М. Фарахов, *Вестник технологического университета*, **24**, 11, 34-38 (2021).
11. M.G. Kuznetsov, N.Z. Dubkova, V.V. Kharkov, G.H. Gumerova, A.N. Nikolaev, *В сборнике: IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Ser. "International Conference on Production and Processing of Agricultural Raw Materials - Equipment and Facilities of Agricultural Processing"*. 072006 (2021)
12. A.V. Dmitriev, O.S. Dmitrieva, I.N. Madyshev, A.N. Nikolaev, *Chemical and Petroleum Engineering*, **53**, 7-8, 501-507 (2017).
13. N.A. Voinov, O.P. Zhukova, A.N. Nikolaev, *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, **46**, 4, 359-367 (2012).
14. Р.Я. Биккулов, А.В. Дмитриев, А.Н. Николаев, О.С. Дмитриева, И.Е. Полтев, *Вестник Технологического университета*, **25**, 7, 116-119 (2022).
15. А. Г. Лаптев, М. М. Башаров, Е. А. Лаптева, *КТЭУ; Старый Оскол; ТНТ*, 288 (2021).

16. И. З. Аронов, *Недра*, 280 (1990).
17. В. С. Пономаренко, Ю. И. Арефьев. *Энергоатомиздат*, 376 (1998).
18. В. М. Рамм, *Химия*, 655 (1976).
19. A.G. Laptev, E.A. Lapteva, *Journal of Engineering Thermophysics*, **25**, 4, 527-535 (2016).
20. Е. А. Лаптева, А. Г. Лаптев, *Теоретические основы химической технологии*, **57**, 4, 399-407 (2023).
21. А.М. Каган, А.Г. Лаптев, А.С. Пушнов, М.И. Фарахов, *Отечество*, 454 (2013).
22. Б. А. Сокол, А. К. Чернышев, Д. А. Баранов, *Галилея-принт*, 358 (2009).

### References

1. R.I Nigmatulin, *Nauka*, 464 (1987).
2. N.A. Voinov, N.A. Nikolaev, Izd. 'Fatherland', 224 (2011).
3. N.A. Nikolaev, L.P. Kholpanov, *Theoretical bases of chemical technology*, **23**, 5, 563-568 (1989).
4. E. V. Sugak, N.A. Voinov, N.A. Nikolaev, *Fatherland Publishing House* 224. (2009).
5. L. P. Kholpanov, V. Y. Shkadov, *Nauka*. 271 (1990).
6. A.G. Laptev, E.A. Lapteva, *Technical Physics*, **92**, 9, 1129-1136 (2022).
7. A.A. Ageev, D.A. Yakhontov, T.F. Kadyrov, M.M. Farakhov, E.A. Lapteva *Chemical and Petroleum Engineering*, **55**, 7-8, 611-618 (2019).
8. A.L. Ageev, D.A. Yakhontov, T.F. Kadyrov, *Gas Industry*, **1**, 82-87 (2020).
9. Y.A. Komissarov, L.S. Gordeev, D.P. Vent *Chemistry*, 1230 (2011).
10. A.A. Ageev, D.A. Yakhontov, T.F. Kadyrov, E.A. Lapteva, M.M. Farakhov, *Herald of Technological University*, **24**, 11, 34-38 (2021).
11. M.G. Kuznetsov, N.Z. Dubkova, V.V. Kharkov, G.H. Gumerova, A.N. Nikolaev, *In Proceedings: IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Ser. 'International Conference on Production and Processing of Agricultural Raw Materials - Equipment and Facilities of Agricultural Processing'*. 072006 (2021).
12. A. V. Dmitriev, O. S. Dmitrieva, I. N. Madyshev, A.N. Nikolaev, *Chemical and Petroleum Engineering*, **53**, 7-8, 501-507 (2017).
13. N.A. Voinov, O.P. Zhukova, A.N. Nikolaev, *Theoretical Foundations of Petroleum Engineering*, **53**, 7-8, 501-507 (2017). Nikolaev, *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, **46**, 4, 359-367 (2012).
14. R.Y. Bikkulov, A.V. Dmitriev, A.N. Nikolaev, O.S. Dmitrieva, I.E. Poltev, *Herald of Technological University*, **25**, 7, 116-119 (2022).
15. A. G. Laptev, M. M. Basharov, E. A. Lapteva, *KSEU; Stary Oskol; TNT*, 288 (2021).
16. I. Z. Aronov, *Nedra*, 280 (1990).
17. V. S. Ponomarenko, Y. I. Arefiev. *Energoatomizdat*, 376 (1998).
18. V. M. Ramm, *Chemistry*, 655 (1976).
19. A. G. Laptev, E. A. Lapteva, *Journal of Engineering Thermophysics*, **25**, 4, 527-535 (2016).
20. Е. А. Лаптева, А. Г. Лаптев, *Theoretical bases of chemical technology*, **57**, 4, 399-407 (2023).
21. А. М. Каган, А. Г. Лаптев, А. С. Пушнов, and М. И. Фарахов, *Fatherland*, 454 (2013).
22. B.A. Sokol, A.K. Chernyshev, D.A. Baranov, *Galileo-Print*, 358 (2009).

© А. Г. Лаптев – д.т.н. профессор каф. «Инженерная экология и безопасность труда» (ИЭБТ), Казанский государственный энергетический университет (КТЭУ), Казань, Россия, tv\_t\_kgeu@mail.ru; В. А. Ключкова – аспирант каф. ИЭБТ, КТЭУ, tv\_t\_kgeu@mail.ru.

© A. G. Laptev – Doctor of Sciences (Technical Sci.), Professor of the Department of Environmental Engineering and Occupational Safety (EEO), Kazan State Energy University (KSEU), Kazan, Russia, tv\_t\_kgeu@mail.ru; V. A. Klochkova – PhD-student of the EEO department, KSEU, tv\_t\_kgeu@mail.ru.