

## Определение характерных параметров вихревых камер с дисковым распылителем для охлаждения оборотной воды \*

Дмитриев А. В., доктор техн. наук, Дмитриева О. С., инж.

Нижнекамский химико-технологический институт

Николаев А. Н., доктор техн. наук

Казанский национальный исследовательский технологический университет

Предложена вихревая камера с дисковым распылителем для охлаждения оборотной воды. Представлена методика определения характерных параметров вихревых камер с учетом изменения нагрузки по воде и воздуху.

**Ключевые слова:** вихревая камера, дисковый распылитель, охлаждение воды, методика определения характерных параметров.

Согласно последним исследованиям ООН к 2025 г. общемировое потребление воды увеличится на 40 %. С учетом изменения климата во многих регионах это может привести к дефициту воды [1]. Обеспечить экономию воды из естественных источников позволит использование градирен в составе охлаждающих систем оборотного водоснабжения [2]. У вентиляторных испарительных градирен более стабильное охлаждение воды, максимальная удельная тепловая нагрузка и наибольший перепад температуры воды, чем у водоохладителей других типов. В то же время у известных испарительных градирен есть существенные недостатки: унос капельной влаги, плохая смачиваемость насадок, обледенение вентиляторов и других элементов, засорение форсунок, недостаточно равномерное распределение воды, малая эффективность работы каплеуловителей, небольшая поверхность контакта фаз, высокие эксплуатационные затраты на перекачивание воды и воздуха, коррозия элементов. Поэтому актуальна разработка новых аппаратов для охлаждения оборотной воды промышленных предприятий.

Весьма перспективными могут быть установки с применением вихревых камер [3]. Проведенные авторами статьи исследования позволили усовершенствовать конструкцию установки (рис. 1), благодаря чему удалось значительно уменьшить гидравлическое сопротивление, увеличить рабочую зону для контакта воздуха и воды, снизить скорость воздушного потока на входе в аппарат.

Горячая вода поступает в вихревую камеру (рис. 2) через патрубок 1, попадает в распылитель 2, закрепленный на валу, откуда распределяется по дискам разных диаметров. При вращении вала жидкость срывается с дисков распылителя в виде капель, отбрасывается в разные стороны, при этом образуется объемный факел распыла. Вращаясь с одинаковой угловой скоростью, диски, имея разные диаметры, создают полидисперсный капельный распыл, благодаря чему обеспечивается равномерное заполнение рабочей зоны аппарата, исключаются застойные зоны и увеличивается тепломассообменная эффективность процесса.

Лопастей 3 крепятся на валу. Они расположены в патрубке 4 для выхода воздуха в несколько рядов на некотором расстоянии друг от друга, что позволяет уменьшить диаметр выходного патрубка, увеличивая объем рабочей зоны вихревой камеры. Вращающиеся на валу лопасти создают пониженное давление в патрубке 4, что обеспечивает тягу воздуха в камеру через тангенциально-лопа-

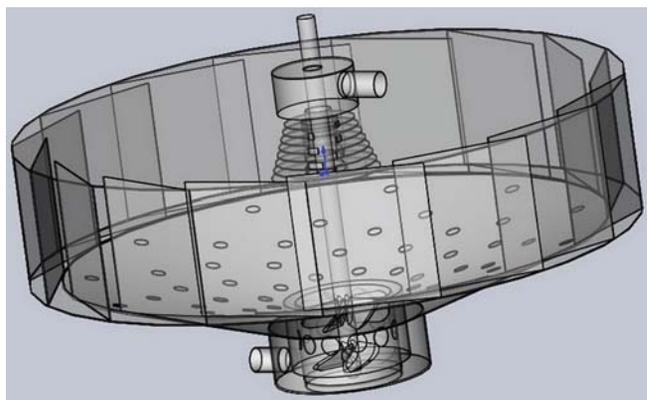


Рис. 1. Внешний вид вихревой камеры с дисковым распылителем и прозрачными стенками

\* Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках реализации ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009 – 2013 гг. (гос. контракты на проведение НИР 02.740.11.0685, 02.740.11.0753) и гранта Президента РФ.

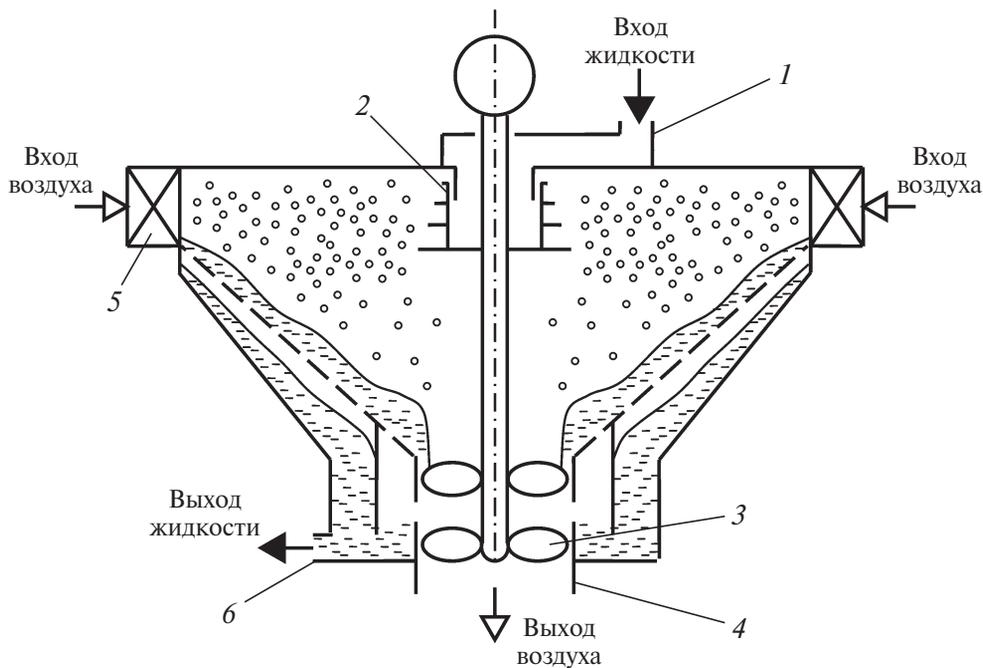


Рис. 2. Схема вихревой камеры с дисковым распылителем:

1 — патрубок для входа горячей воды; 2 — дисковый распылитель; 3 — лопасти; 4 — патрубок для выхода воздуха; 5 — тангенциально-лопаточный завихритель; 6 — патрубок для выхода охлажденной воды

точный завихритель 5. Воздух приобретает вращательное движение, перемещаясь к центру аппарата, и капли вовлекаются в совместное вращательное движение. Такое взаимодействие воздуха и капель воды приводит к образованию в рабочей зоне аппарата мелкодисперсного вращающегося капельного слоя, что увеличивает поверхность межфазного взаимодействия и интенсивность протекания тепломассообменного процесса. Охлажденная вода выводится из вихревой камеры через патрубок 6.

Методика точного расчета разработанной авторами вихревой камеры с дисковыми распылителями учитывает множество параметров и требует использования дорогостоящих программных пакетов, что затрудняет ее применение, поэтому предлагаем упрощенную методику, обеспечивающую достаточную точность расчета. Расход воздуха  $G_m$  принимаем исходя из теплового баланса процесса по графикам равновесной температуры (рис. 3). При этом для определения отношения массовых расходов воды и воздуха  $L_m/G_m$  равновесную температуру необходимо принимать на 3–4 °С ниже требуемой конечной температуры охлажденной воды.

Результаты исследований показали, что на равновесную температуру воды существенное влияние оказывают начальные температуры воды и воздуха (см. рис. 3, а, з). Влиянием от-

носительной влажности и давлением в рабочей зоне аппарата можно пренебречь, поскольку отклонение составляет не более 8 и 4 % соответственно (см. рис. 3, б, в). Увеличение отношения массовых расходов жидкой и газовой фаз во всех случаях приводит к повышению равновесной температуры жидкости.

По известным значениям массового расхода воздуха  $G_m$ , его плотности  $\rho_G$  при заданной температуре, числа оборотов привода  $n$  находим диаметр патрубка для выхода воздуха по формуле для расчета осевого вентилятора [4]:

$$D_{\Pi} = 4\sqrt[3]{\frac{G_m}{\rho_G n}}. \quad (1)$$

Для обеспечения минимального гидравлического сопротивления скорость воздуха, м/с, на выходе из вихревой камеры должна быть равна скорости воздуха на входе в аппарат:

$$W_{\text{ВХ}} = \frac{4G_m}{\pi D_{\Pi}^2 \rho_G}. \quad (2)$$

Гидравлическое сопротивление аппарата, Па, определяем из выражения

$$\Delta p = \xi_{\text{ВХ}} \frac{\rho_G W_{\text{ВХ}}^2}{2}, \quad (3)$$

где  $\xi_{\text{ВХ}} = 5,5(L_m/G_m)^{0,4}$  — коэффициент сопротивления аппарата [5].

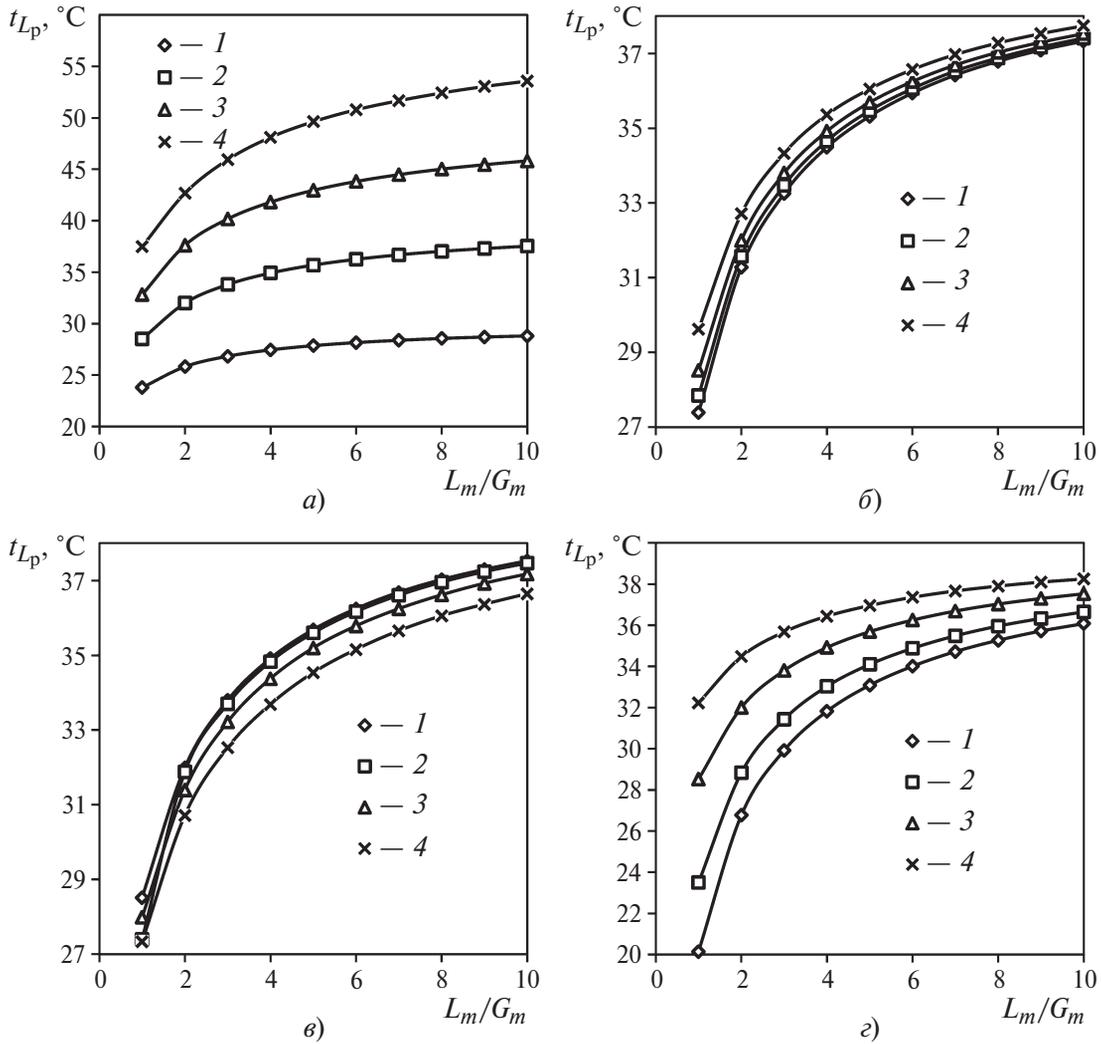


Рис. 3. Зависимости равновесной температуры охлажденной воды от отношения массовых расходов жидкой и газовой фаз при различных параметрах:

*a* — начальная температура воды: 1 — 30 °С, 2 — 40 °С, 3 — 50 °С, 4 — 60 °С; *б* — относительная влажность воздуха: 1 — 50 %, 2 — 60 %, 3 — 75 %, 4 — 100 %; *в* — абсолютное давление в аппарате: 1 — 101,3 кПа, 2 — 70 кПа, 3 — 30 кПа, 4 — 17 кПа; *г* — начальная температура воздуха: 1 — -20 °С, 2 — 0 °С, 3 — 20 °С, 4 — 30 °С

Полезную мощность привода, Вт, можно рассчитать по формуле

$$N = G_m \Delta p / \rho_G. \quad (4)$$

Внутренний приведенный диаметр распылителя, м, вычисляем по формуле [4]

$$D_p = \sqrt{18,1 \left( \frac{L_m}{\rho_L n} \right)^{0,67} + d_B^2}, \quad (5)$$

где  $d_B$  — диаметр вала, м;  $\rho_L$  — плотность воды, кг/м<sup>3</sup>.

Для лучшего заполнения рабочей зоны каплями жидкости необходимо, чтобы диаметры дисков распылителя как можно больше отличались один от другого. Следовательно, минимальный и максимальный диаметры

дисков распылителя, м, можно определить следующим образом:

$$D_{d \min} = (1 + k_D) D_p; \quad (6)$$

$$D_{d \max} = (1 - k_D) D_p, \quad (7)$$

где  $k_D = 0,05 \div 0,15$  — коэффициент, учитывающий смещение капли от равновесной траектории.

Затем необходимо проверить работоспособность дисков с рассчитанными диаметрами. Минимальный диаметр диспергирующего диска по условию работоспособности [6]

$$D'_{d \min} \approx 0,033 \frac{\sqrt{L_v}}{\sqrt[4]{v_L \pi n}}, \quad (8)$$

где  $L_v$  — объемный расход воды, м<sup>3</sup>/с;  $v_L$  — кинематическая вязкость воды, м<sup>2</sup>/с.

Максимальный диаметр, м, диспергирующего диска по условию работоспособности [6]

$$D'_{d \max} \approx 3,3 \cdot 10^8 \frac{\sqrt{v_L L_v}}{\pi n}. \quad (9)$$

Расчетный диаметр, м, капель [6]: минимального размера

$$a_{\min} = \frac{40}{n} \sqrt{\frac{\sigma}{D_{d \max} \rho_L}}; \quad (10)$$

максимального размера

$$a_{\max} = \frac{40}{n} \sqrt{\frac{\sigma}{D_{d \min} \rho_L}}, \quad (11)$$

где  $\sigma$  — поверхностное натяжение жидкости, Н/м.

Осевую скорость, м/с, капли максимального диаметра, двигающейся равномерно, можно рассчитать по формуле

$$U_z = 0,153 \frac{a_{\max}^{8/7}}{v_G^{3/7}} \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} g \right)^{5/7}, \quad (12)$$

где  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $v_G$  — кинематическая вязкость воздуха, м<sup>2</sup>/с.

Число Рейнольдса для капли максимального диаметра определяем из выражения

$$Re_a = \frac{a_{\max} \sqrt{W_{\text{вх}}^2 + U_z^2}}{v_G}. \quad (13)$$

Число Шервуда можно определить из уравнения [7]

$$Sh = \frac{\ln(1+B_M)}{B_M} (2+0,6Re_a^{0,5} Sc^{0,33}), \quad (14)$$

где  $Sc = v_G/D_G$  — критерий Шмидта;  $D_G$  — коэффициент молекулярной диффузии воздуха, м<sup>2</sup>/с;  $B_M = x_s/(1-x_s)$  — диффузионное число Спалдинга [8];

$$x_s = \frac{p_H M_L}{p_H M_L + (p - p_H) M_G}$$

— массовая доля воды в воздухе при полном насыщении и температуре жидкости;  $p$  — давление в аппарате, Па;  $p_H$  — давление насыщенных паров, Па;  $M_L$  и  $M_G$  — молекулярная масса капель воды и воздуха, кг/кмоль.

Коэффициент массоотдачи, м/с, находим из выражения

$$\beta_G = \frac{Sh D_G}{a_{\max}}. \quad (15)$$

Время охлаждения капель максимального диаметра может быть рассчитано из уравнения

$$t_L = 6 B_1 \tau + t_{L0} - 16,18 \ln\{B_3 [1 - 21 \exp(0,37 B_1 \tau + B_2)]\}, \quad (16)$$

где  $B_1 = r_L \rho_G x_p / (a_{\max} \rho_G c_L)$ ;  $B_2 = 0,062 t_{L0} - \ln [21 \exp(0,062 t_{L0}) - 5000 x_p]$ ;  $B_3 = 1 - 0,0042 \times \exp(0,062 t_{L0}) / x_p$ ;  $x_p$  — равновесное влагосодержание, кг/кг;  $t_{L0}$  — начальная температура воды на входе в аппарат, °С;  $r_L$  — удельная массовая теплота парообразования, Дж/кг;  $c_L$  — удельная массовая теплоемкость воды, Дж/(кг · °С);  $\tau$  — время контакта капель максимального диаметра и воздуха, с.

Высота, м, лопаток завихрителя

$$h = U_z \tau. \quad (17)$$

Радиус, м, рабочей зоны аппарата

$$R_a = 0,66 a_{\max}^{8/15} \left( \frac{W_{\text{вх}}}{v_G} \right)^{1/5} \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{1/3} \left( \frac{\varepsilon h}{A} \right)^{2/3}, \quad (18)$$

где  $\varepsilon = (1 + 0,158 L_m / G_m)^{-1}$  — степень затухания крутки потока газа [9];  $A = F_{\text{вх}} / F_{\text{ап}}$  — коэффициент крутки завихрителя;  $F_{\text{вх}}$  и  $F_{\text{ап}}$  — площади проходных сечений лопаточно-тангенциального завихрителя и патрубка для выхода воздуха, м<sup>2</sup>.

Для аппарата с одинаковыми площадями проходных сечений на входе и выходе  $A = [D_{\text{п}} / (2R_a)]^2$ . Следовательно, радиус рабочей зоны аппарата можно определить по формуле

$$R_a = \frac{0,217}{\sqrt[5]{a_{\max}^8}} \left( \frac{v_G}{W_{\text{вх}}} \right)^{0,6} \frac{\rho_G D_{\text{п}}^4}{\rho_L (\varepsilon h)^2}. \quad (19)$$

Угол наклона образующей днища к оси завихрителя, град.

$$\chi = \arctg \left\{ \frac{h}{R_a - D_{\text{п}} / 2} \left[ \left( \frac{a_{\max} D_{\text{п}}}{a_{\min} 2R_a} \right)^{8/7} - 1 \right] \right\}. \quad (20)$$

Высоту распылителя  $h_p$ , м, можно определить из соотношения

$$\left[ 1 + \left( R_a - \frac{D_{\pi}}{2} \right) \frac{\Delta z}{h_p h} \operatorname{tg} \chi \right]^{16/7} = \frac{(h - \Delta z)^2 \left[ 1 - \left( 1 - \frac{D_{\pi}}{2 R_a} \right) \frac{\Delta z}{h_p} \right]^{23/7}}{\left\{ h + \Delta z \left[ \left( R_a - \frac{D_{\pi}}{2} \right) \frac{\operatorname{tg} \chi}{h_p} - 1 \right] \right\}^2}, \quad (21)$$

где  $\Delta z$  — высота прорези в распылителе (для системы воздух — вода рекомендуется принимать  $\Delta z = 0,004$  м).

Число дисков распылителя

$$n_d = h_p / \Delta z. \quad (22)$$

Расход жидкости на первом диске, кг/с,

$$L_{m1} = \frac{4 L_m D_p \Delta z}{D_p^2 - d_b^2}. \quad (23)$$

Расход жидкости на остальных дисках, кг/с, рассчитывается исходя из равенства диффузионного потока от капель всех размеров из соотношения

$$\frac{L_{mi}}{L_{m1}} = \frac{(h - \Delta z)^2 \left[ 1 - \left( 1 - \frac{D_{\pi}}{2 R_a} \right) \frac{i \Delta z}{h_p} \right]^{23/7}}{\left\{ h + i \Delta z \left[ \left( R_a - \frac{D_{\pi}}{2} \right) \frac{\operatorname{tg} \chi}{h_p} - 1 \right] \right\}^2} \times \left[ 1 + \left( R_a - \frac{D_{\pi}}{2} \right) \frac{i \Delta z}{h_p h} \operatorname{tg} \chi \right]^{-16/7}, \quad (24)$$

где  $i$  — номер диска распылителя.

Давление жидкости на стенку распылителя

$$p_1 = p_0 + \rho_L \left( \frac{\pi n D_p}{60} \right)^2, \quad (25)$$

где  $p_0$  — давление потока жидкости на входе в аппарат, Па.

Площадь проходного сечения отверстия для подачи жидкости на диск распылителя

$$F_{oi} = 14,2 \pi D_p \Delta z \sqrt{\frac{L_{mi}}{4 p_1}}. \quad (26)$$

Таким образом, рассмотренная методика определения характерных параметров вихревых камер с дисковым распылителем дает возможность рассчитать аппарат при различных нагрузках по воде и воздуху, провести анализ процесса теплообмена при различных режимных и конструктивных параметрах с целью оптимизации процесса охлаждения оборотной воды промышленных предприятий, дать технико-экономическое обоснование внедрения предложенного аппарата.

### Список литературы

1. Кардаш М. М., Тюрин И. А. Разработка технологии получения высокоэффективных хемосорбентов для очистки воды. — В кн.: Математические методы в технике и технологиях — ММТТ-24: Сб. тр. XXIV Международной научной конф. Т. 4. Секция 4 / Под общ. ред. В. С. Балакирева. Киев: Нац. техн. ун-т Украины “КПИ”, 2011.
2. Пономаренко В. С., Арефьев Ю. И. Градирни промышленных и энергетических предприятий. — М.: Энергоатомиздат, 1998.
3. Дмитриев А. В., Дмитриева О. С., Николаев А. Н. Перспективы использования вихревых камер для охлаждения оборотной воды промышленных установок. — Промышленная энергетика, 2012, № 10.
4. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. — М.: Энергоатомиздат, 1984.
5. Коротков Ю. Ф., Николаев Н. А., Николаев А. М. Гидродинамические закономерности в массообменном аппарате вихревого типа. — Тр. Казанского химико-технологического института, 1970, № 45.
6. Пажи Д. Г., Галустов В. С. Основы техники распыливания жидкостей. — М.: Химия, 1984.
7. Kristyadi T. Modelling of the heating and evaporation of fuel droplets. A thesis submitted in partial fulfilment of the requirements of the University of Brighton for the degree of Doctor of Philosophy. — Brighton: University of Brighton, 2007.
8. Lefebvre A. H. Atomization and sprays. — London: Hemisphere Publishing, 1989.
9. Овчинников А. А. Динамика двухфазных закрученных турбулентных течений в вихревых сепараторах. — Казань: ЗАО “Новое знание”, 2005.

ieremiada@gmail.com