

УДК 66.045.53

**Н. А. Меренцов^а, А. Б. Голованчиков^а, Е. А. Федянов^а, В. Н. Лебедев^б,
А. В. Персидский^б, М. В. Топилин^б**

^а *Волгоградский государственный технический университет*

^б *ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг»*

^в *АО «Федеральный научно-производственный центр „Титан-Баррикады“»*

РАСЧЕТ АППАРАТА ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ СМЕСИ ПОТОКОВ ПРОМЫШЛЕННОЙ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ, ПОСТУПАЮЩИХ С РАЗЛИЧНЫХ СТАДИЙ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ЦИКЛА

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 25-29-00496,
<https://rscf.ru/project/25-29-00496/>, «Моделирование тепло- и массообменных процессов
в экологическом и нефтегазоперерабатывающем оборудовании с учетом структуры потоков»

Представлены результаты моделирования и расчета промышленного тепломассообменного аппарата испарительного охлаждения оборотной воды с капельно-пленочным режимом течения жидкости в насадочных блоках для охлаждения оборотной воды, поступающей из теплообменного оборудования различных стадий производственного цикла малотоннажного нефтеперерабатывающего завода (мини-НПЗ). Рассмотрена физическая модель работы насадочных контактных блоков аппаратов испарительного охлаждения с капельно-пленочным режимом течения жидкости. Даны основные рекомендации к выбору типов тепломассообменных насадок, работающих в пленочных и капельно-пленочных режимах течения жидкости, для аппаратов испарительного охлаждения и к конструктивному исполнению промышленных тепломассообменных аппаратов с учетом режимов их работы. Приведена пространственная схема аппарата испарительного охлаждения в модульном варианте исполнения, т. е. параллельного набора унифицированных секций (аппаратов).

К л ю ч е в ы е с л о в а: испарительное охлаждение, оборотная вода, градирни, системы водоснабжения, энерго- и ресурсосбережение, гидродинамика, газодинамика, тепло- и массообмен, капельный режим, пленочный режим, капельно-пленочный режим, насадочный материал, контактный блок, малотоннажная химия, малотоннажный нефтеперерабатывающий завод.

Аппараты испарительного охлаждения промышленной оборотной воды получили широкое применение в замкнутых оборотных циклах различных отраслей промышленности: химической, нефтехимической, нефтегазоперерабатывающей, строительной, энергетической, атомной, металлургической, пищевой и смежных отраслях [1—4]. Показатели работы аппаратов испарительного охлаждения напрямую зависят от развиваемых гидрогазодинамических режимов работы и контакта потоков охлаждаемой оборотной воды и атмосферного воздуха, перемещающихся по различным схемам (противоток, поперечный ток) в фильтрационных режимах течения через слои контактных тел насадочных блоков (блоков испарительного охлаждения).

Активно продолжается работа в области математического моделирования гидродинамических и тепломассообменных процессов, протекающих в насадочных блоках аппаратов [5—18], а также разработки новых и совершенствованию действующих насадочных контактных устройств для аппаратов испарительного охлаждения [19—29].

Насадочные устройства контактных блоков испарительного охлаждения должны отвечать конкретным требованиям протекающих тепломассообмен-

ных процессов [30—38], обеспечивая доступные технико-экономические показатели и умеренные энергетические затраты на осуществление процесса.

Рассмотрим физическую модель работы насадочных блоков аппаратов испарительного охлаждения (оросителей) в капельно-пленочном режиме течения. При противоточном движении в слое насадочного блока жидкостного и газового (воздушного) потоков в зависимости от соотношения их расходов возможно существование и развитие различных гидродинамических режимов, поэтому математическая модель для оросителей градирни должна быть обобщенной, учитывающей охлаждение воды при одновременном ее течении в виде дискретных (локальных элементарных) потоков капель и пленок при течении через слои насадочных элементов блока испарения.

Множество взаимозависимых факторов усложняет структуру этой модели, при этом следует иметь в виду, что иногда игнорирование относительно малозаметных факторов [39, 40] (например, нестационарное осаждение капель жидкости в поле сил тяжести и значения их действительных относительных скоростей) может существенно сказываться на точности технологического расчета.

Такая обобщенная модель может быть представлена в виде дискретного процесса, состоящего из чередующейся последовательности актов появления капель и коротких участков пленки воды, их непродолжительного самостоятельного существования и последующего слияния смежных капель и пленок в пределах некоторого микрообъема насадочного блока. В результате интенсивного перемешивания в пределах образовавшегося микрообъема происходит выравнивание температуры жидкости и обновление поверхности контакта фаз, затем микрообъем разрушается с образованием новых капель и пленок жидкости для следующего акта и т. д. При контактировании капель и пленок жидкости с воздушным потоком, перемещающимся в фильтрационном режиме течения через слои насадочных элементов, в пределах времени существования последовательного чередующихся актов и происходит охлаждение обратной воды.

Общее количество отобранной от воды теплоты определяется суммированием ее количества, отобранного в дискретных капельном и пленочном потоках. При этом предлагается охлаждение капель и пленок воды для их дискретных потоков заменить ее охлаждением в эквивалентных по количеству отобранной теплоты в капельном и пленочном потоках, в которых капли и пленки охлаждаются при непрерывном перемещении в пределах оросителя (насадочного блока) при изменении параметров процесса, в границах, определяемых условиями работы аппарата испарительного охлаждения. В таких потоках достигаемая температура охлаждения воды может быть рассчитана как для непрерывно осаждающейся одиночной капли и так и непрерывно стекающей пленки, обдуваемых воздухом, за время, равное времени пребывания воды в насадочном блоке за исключением времени, затрачиваемого на межактные процессы образования и разрушения совместных микрообъемов капельных и пленочных потоков жидкости.

Наиболее часто в локальных системах обратного водоснабжения промышленных предприятий (на участках технологических линий, в цехах, либо малотоннажных и многономенклатурных предприятиях химической, нефтехимической и др. отраслей промышленности) возникают требования охлаж-

дения оборотной воды, поступающей из различных единиц теплообменного оборудования производственного цикла (самостоятельные единицы теплообменного оборудования: кожухотрубчатые, пластинчатые теплообменники, труба в трубе и др., а также теплообменные элементы, входящие в состав других единиц технологического оборудования — рубашки котлов и реакторов, змеевики, трубные пучки реакторов и др.). При этом каждый из потоков, поступающих из различных единиц теплообменного оборудования производственного цикла, обладает своими показателями: температурой и расходом. По этой причине необходимо осуществлять расчет аппаратов испарительного охлаждения с учетом температуры и расходов смеси потоков, поступающих в аппараты испарительного охлаждения для съема низкопотенциального тепла.

Целью работы является моделирование и расчет основных технологических и геометрических параметров аппарата испарительного охлаждения для охлаждения смеси потоков, поступающих с различных стадий и теплообменного технологического оборудования производственного цикла для локальной системы оборотного водоснабжения, на примере технологических линий малотоннажных нефтеперерабатывающих заводов (мини-НПЗ).

Произведем расчет температуры смеси потоков, поступающих на аппарат испарительного охлаждения промышленной оборотной воды с учетом теплосодержаний и расходов продуктов теплообмена от различных стадий производственного цикла мини-НПЗ. Состав оборудования и параметры шести смешивающихся потоков, поступающих на аппарат испарительного охлаждения промышленной оборотной воды представлены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

Данные по оборотной воде, поступающей из различных стадий и теплообменного оборудования производственного цикла локальной системы оборотного водоснабжения малотоннажного нефтеперерабатывающего завода

Участок	Расход, кг/с	Температура, °C
1. Атмосферная перегонка нефти (АТ) (оборудование: кожухотрубные теплообменники сырьевого подогрева, конденсаторы колонны, холодильники нефтепродуктов)	42,6	40,1
2. Вакуумная перегонка мазута (ВТ) (оборудование: конденсаторы вакуумной колонны, теплообменники охлаждения гудрона)	26,82	46,2
3. Установка термического крекинга (холодильники продуктов крекинга, конденсаторы парогазовой смеси)	23,61	51,3
4. Установка термического мягкого крекинга (теплообменники охлаждения продуктов, холодильники газовой фазы)	22,32	45,6
5. Установка каталитического риформинга (малотоннажные модульные установки) (холодильники риформата и водородсодержащего газа)	16,68	50,7
6. Блок подготовки и очистки газа (холодильники и конденсаторы абсорбционных аппаратов /скрубберов мокрой очистки газов)	11,26	38,5

Средняя температура смешивающихся потоков системы обратного водоснабжения, поступающих на аппарат испарительного охлаждения:

$$t_{\text{cp}} = \frac{\sum_{i=1}^n (G_i \cdot c_i \cdot t_i)}{\sum_{i=1}^n (G_i \cdot c_i)}, \quad (1)$$

где G_i — массовый расход i -го потока (кг/с), c_i — удельная теплоемкость i -го потока (Дж/(кг·°C)), t_i — температура i -го потока (°C).

Удельная теплоемкость воды c_i для всех потоков локальной системы обратного водоснабжения с учетом температур и давлений составляет 4184 Дж/(кг·°C).

Сумма произведений массовых расходов, теплоемкостей и температур:

$$\begin{aligned} \sum (G_i \cdot c_i \cdot t_i) = & (42,6 \cdot 4184 \cdot 40,1) + (26,82 \cdot 4184 \cdot 46,2) + \\ & + (23,61 \cdot 4184 \cdot 51,3) + (22,32 \cdot 4184 \cdot 45,6) + (16,68 \cdot 4184 \cdot 50,7) + \\ & + (11,26 \cdot 4184 \cdot 38,5) = 27009874,76. \end{aligned}$$

Сумма произведений массовых расходов и теплоемкостей продуктов теплообмена:

$$\begin{aligned} \sum (G_i \cdot c_i) = & (42,6 \cdot 4184) + (26,82 \cdot 4184) + (23,61 \cdot 4184) + (22,32 \cdot 4184) + \\ & + (16,68 \cdot 4184) + (11,26 \cdot 4184) = 599525,36. \end{aligned}$$

Таким образом, средняя температура смеси потоков, поступающих на аппарат испарительного охлаждения промышленной обратной воды из различных стадий и теплообменного оборудования производственного цикла (с учетом теплосодержаний потоков):

$$t_{\text{cp}} = \frac{\sum_{i=1}^n (G_i \cdot c_i \cdot t_i)}{\sum_{i=1}^n (G_i \cdot c_i)} = \frac{27009874,76}{599525,36} = 45,05 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2)$$

В качестве прикладного примера проведем моделирование и расчет основных технологических и геометрических параметров аппарата испарительного охлаждения обратной воды (для локальной системы обратного водоснабжения), для охлаждения смеси потоков, поступающих из различных единиц теплообменного оборудования и технологических стадий производственного цикла. Смесь потоков, поступающих на аппарат испарительного охлаждения со всех технологических стадий, имеет расход — 143,29 кг/с, температуру — 45,05 °C. В таблице 2 приведены исходные, справочные данные, основные расчетные технологические и геометрические параметры аппарата испарительного охлаждения смеси потоков теплоносителей различных технологических стадий производственного цикла для локальной системы обратного водоснабжения мини-НПЗ. Здесь контактный блок испарения работает в капельно-пленочном режиме по охлаждаемой жидкости. Моделирование и расчет проводятся по модифицированному алгоритму и методике, по общей аналогии с моделями в работах [40—42].

Т а б л и ц а 2

Исходные, справочные данные, расчетные технологические и геометрические параметры аппарата испарительного охлаждения промышленной оборотной воды с капельно-пленочными течением жидкости в насадочном теплообменном блоке, для охлаждения сметы потоков, поступающих с различных стадий и оборудования технологического цикла мини-НПЗ

Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величина
1	2	3	4
Исходные данные			
Производительность по охлаждаемой воде	м ³ /час	q	515
Начальная температура воды	°С	$t_{\text{вн}}$	45
Конечная температура воды	°С	$t_{\text{вк}}$	28
Начальная температура воздуха	°С	$t_{\text{вн}}$	25
Конечная температура воздуха	°С	$t_{\text{вк}}$	35
Относительная влажность воздуха на входе	—	$\varphi_{\text{н}}$	0,55
Справочные данные			
Средняя теплоемкость воды	кДж/кг·К	$c_{\text{в}}$	4,18
Средняя плотность воды	кг/м ³	$\rho_{\text{в}}$	992
Удельная теплота парообразования при 0 °С	кДж/кг	$r_{\text{п}}$	2493
Теплоемкость пара	кДж/кг·К	$c_{\text{п}}$	1,97
Теплоемкость сухого воздуха	кДж/кг·К	$c_{\text{в}}$	1,01
Давление насыщенных паров при начальной температуре воздуха	ат	$p_{\text{н}}^*$	0,0316
Давление насыщенных паров при конечной температуре воздуха	ат	$p_{\text{к}}^*$	0,0562
Средний диаметр капель	м	$d_{\text{н}}$	$2,5 \cdot 10^{-3}$
Удельная производительность по воде	кгВ/ м ² ·с	$G_{\text{вн}}$	2,2
Удельная производительность по воздуху	кгВ/ м ² ·с	$G_{\text{вн}}$	1,9
Коэффициенты аппроксимирующего степенного уравнения в зависимости давления насыщенных паров воды от температуры $p_{\text{в}}^* = p^*(t_{\text{в}})$	—	k	$3,5 \cdot 10^{-5}$
	—	n	2,086
Коэффициент теплопередачи	Вт/м ² ·К	$K_{\text{т}}$	250
Коэффициент массопередачи	кгВ/ м ² ·с · (кгВ/кгВ)	$K_{\text{м}}$	0,05
Расчетные параметры			
Начальное влагосодержание воздуха	кгВ/кгВ	$x_{\text{н}}$	$1,064 \cdot 10^{-2}$
Начальная энтальпия воздуха	кДж/кгВ	$i_{\text{н}}$	52,30
Конечное влагосодержание воздуха	кгВ/кгВ	$x_{\text{к}}$	$3,65 \cdot 10^{-2}$
Конечная энтальпия воздуха	кДж/кгВ	$i_{\text{к}}$	128,8
Удельная производительность по воде на выходе из аппарата	кгВ/м ² ·с	$G_{\text{вк}}$	2,144
Удельное количество испаряемой воды в воздух	кгВ/м ² ·с	W	$5,05 \cdot 10^{-2}$
Относительная влажность воздуха на выходе из аппарата	—	$\varphi_{\text{к}}$	1

Окончание табл. 2

Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Величина
1	2	3	4
Начальная удельная поверхность потока капель	$\text{м}^2/\text{м}^2 \cdot \text{с}$	$F_{\text{кн}}$	5,322
Конечная удельная поверхность потока капель	$\text{м}^2/\text{м}^2 \cdot \text{с}$	$F_{\text{кк}}$	5,239
Скорость воздуха (фиктивная)	$\text{м}/\text{с}$	$v_{\text{в}}$	1,806
Диаметр аппарата	м	$D_{\text{г}}$	9,1
Ширина грани аппарата (в прямоугольном исполнении)	м	$l_{\text{гр}}$	8,06
Площадь поперечного сечения аппарата	м^2	$S_{\text{гр}}$	65
Средняя теплоемкость влажного воздуха	$\text{кДж}/\text{кг} \cdot \text{К}$	$c_{\text{вс}}$	1,056
Средняя движущая сила процесса теплопередачи	$^{\circ}\text{C}$	$\Delta t_{\text{с}}$	5,814
Коэффициенты рабочей линии $i = i(x)$ линейной зависимости энтальпии от влажностного содержания в виде $i = a + bx$	$\text{кДж}/\text{кг} \cdot \text{В}$ $\text{кДж}/\text{кг} \cdot \text{В}$	a b	20,856 2954,97
Число единиц переноса по влажностному содержанию паров в воздухе	—	ЧЕП_x	1,558
Средняя движущая сила массообменного процесса испарения воды в воздух	$\text{кг} \cdot \text{В}/\text{кг} \cdot \text{В}$	$\Delta x_{\text{с}}$	$1,682 \cdot 10^{-2}$
Расчетная поверхность из условия теплопередачи	м^2	F_t	26215,76
Расчетная поверхность из условия массопередачи	м^2	F_m	4257,51
Необходимая расчетная поверхность, обеспечивающая процессы тепло- и массопередачи	м^2	$F_{\text{гр}}$	26215,76
Объемный коэффициент массопередачи (теорет.) по формуле Ваганова (Тимонина)	—	be_v	7,607
Объемный коэффициент массопередачи	$\text{кг}/\text{м}^3 \cdot \text{с}$	b_v	1,340
Средняя скорость течения пленки жидкости по модели Нуссельта	$\text{м}/\text{с}$	$v_{\text{пл}}$	0,209
Высота насадочного блока аппарата испарительного охлаждения	м	$H_{\text{гр}}$	2,48
Объем насадочного блока аппарата испарительного охлаждения	м^3	$V_{\text{н}}$	162,5

В таблице 3 приведены результаты расчетов изменений технологических параметров потоков теплоносителей по высоте насадочного блока испарения. Комментарии к расчетам:

- расчеты производились по характерным для подавляющего большинства действующих в различных отраслях промышленности аппаратов испарительного охлаждения показателям плотностей орошения — $8 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ ($2,2 \text{ кг} \cdot \text{В}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$), при этом удельная плотность орошения насадочных блоков может быть увеличена до $15 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ ($4 \text{ кг} \cdot \text{В}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$), что должно сопровождаться увеличением высоты насадочных блоков, работающих при повышенных удельных нагрузках по охлаждаемой оборотной воде;

- коэффициент относительного расхода воздуха $\lambda = 0,6 \dots 1$ (при повышенных плотностях орошения $\lambda = 0,3 \dots 0,5$), при этом значения рабочих скоростей воздушного потока v_b должны лежать в диапазоне от 1 до 2 м/с;
- расчет осуществлялся для сетчатого насадочного блока, реализующего развитый капельно-пленочный режим течения, при показателях интенсивности тепло- и массообменного процесса испарительного охлаждения $K_t = 250 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, $K_m = 0,05 \text{ кгВ/м}^2 \cdot \text{с} \cdot (\text{кгВ/кгВ})$. Пленочные блоки преимущественно обладают меньшими показателями интенсивности тепло- и массообменных процессов, однако более компактны и обладают меньшими показателями уноса (потерь оборотной воды в виде капельного уноса));
- при повышенных удельных нагрузках насадочных блоков по охлаждаемой воде необходимо учесть падение интенсивности охлаждения промышленной оборотной воды, что требуется компенсировать увеличением высоты насадочных блоков: для пленочных насадочных блоков различных модификаций с 2 до 3 м; для капельно-пленочных насадочных блоков различных модификаций с 2,5 до 4 м.

Таблица 3

Изменение технологических параметров потоков теплоносителей по высоте насадочного блока испарения (как функция влагосодержания воздуха, промежуточные значения по высоте для определения числа единиц переноса)

Наименование параметра	Величина промежуточного значения по высоте насадочного блока				
	1	2	3	4	5
Влагосодержание воздуха x , $\text{кгВ/кгВ} \cdot 10^2$	1,326	1,851	2,375	2,90	3,425
Влагосодержание воздуха у поверхности капель x_w , $\text{кгВ/кгВ} \cdot 10^2$	2,593	3,283	4,064	4,94	5,915
Энтальпия воздуха i_b , кДж/кгВ	60,06	75,56	91,06	106,56	122,07
Парциальное давление паров воды в воздухе p_b , $\text{ат} \cdot 10^2$	2,157	2,985	3,80	4,60	5,391
Давление паров воды у поверхности теплообмена p_w , $\text{ат} \cdot 10^2$	4,134	5,180	6,336	7,60	8,971
Температура воздуха t_b , $^{\circ}\text{C}$	26,04	28,10	30,12	32,10	34,04
Температура охлаждаемой жидкости (воды), t_w , $^{\circ}\text{C}$	43,06	39,77	36,45	33,09	29,70

На рисунке 1 представлена пространственная схема аппарата испарительного охлаждения в модульном исполнении для мини-НПЗ, скомпонован-

ная из унифицированных секций. На рисунке 2 представлена пространственная схема одной секции (модуля) аппарата испарительного охлаждения.

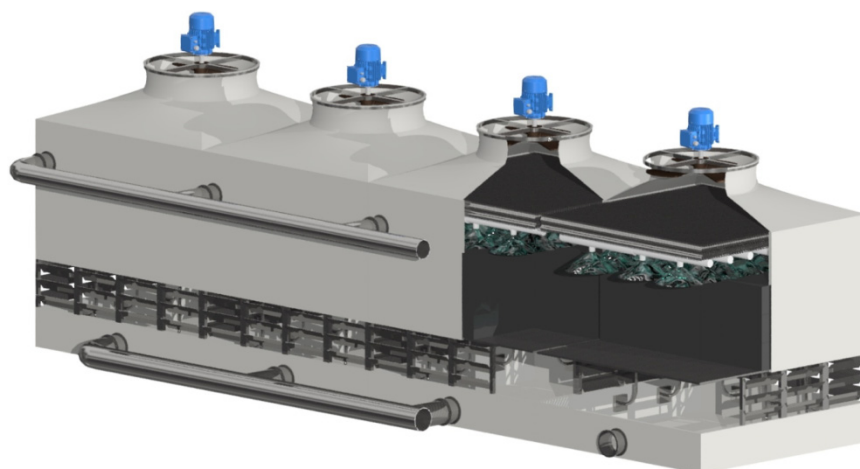


Рис. 1. Пространственная схема секционного модульного аппарата испарительного охлаждения оборотной воды для охлаждения смеси потоков теплоносителей локальной системы оборотного водоснабжения, поступающих в систему из различных стадий и технологического теплообменного оборудования производственного цикла мини-НПЗ

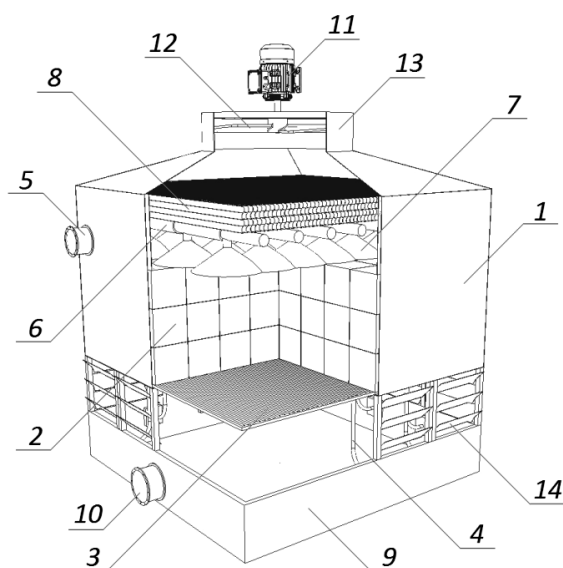


Рис. 2. Пространственная схема одной секции (модуля) аппарата испарительного охлаждения промышленной оборотной воды: 1 — корпус аппарата; 2 — теплообменный насадочный блок испарительного охлаждения, работающий в капельно-плёночном режиме течения по жидкости; 3 — опорная решетка насадочного блока; 4 — опорные кронштейны насадочного блока; 5 — входной патрубок системы орошения (водораспределения); 6 — система орошения насадочного блока; 7 — факелы распыла; 8 — каплеотбойники (каплеуловитель); 9 — водосборный коллектор; 10 — патрубок системы водоотведения в оборотный цикл; 11 — электродвигатель вентилятора; 12 — лопасти вентилятора; 13 — кожух вентилятора; 14 — воздухоходные окна

Данный принцип исполнения и компоновки (аппарата испарительного охлаждения из набора унифицированных секций) является наиболее практичным и оправданным, т. к. подразумевает доступность перекомпоновки и работы в широких диапазонах производительностей и требований к глубине охлаждения оборотной воды, а также переориентации малотоннажных технологических линий производств химической, нефтехимической и нефтегазоперерабатывающей промышленности на другие целевые продукты и производительности.

Сопутствующие рекомендации к выбору конструкции аппарата и насадочного блока испарительного охлаждения промышленной оборотной воды:

- удельная поверхность насадочного блока ε (a) должна быть свыше $120 \text{ м}^2/\text{м}^3$;

- желательно использовать сетчатые, гофрированные и др. насадочные блоки, реализующие развитый пленочный или капельно-пленочный режим течения жидкости. При этом целесообразны нанесение искусственной шероховатости и других поверхностных интенсифицирующих эффектов (перфорированные пленочные поверхности, рифленые поверхности со специальными поверхностными элементами для образования капель и др.), организация волн различной формы и направленности, что способно повысить интенсивность тепло- и массообменных процессов и охлаждающую способность насадочного блока более, чем на 20 % по сравнению с типовыми насадочными блоками;

- рекомендуется организация разрыва насадочного блока по высоте, т. е. продольное секционирование рабочего объема насадочного блока, что способно повысить интенсивность тепло- и массообменных процессов и охлаждающую способность насадочного блока до 30 %, а также снизить гидравлическое сопротивление и расход материала;

- рекомендуется конструктивное исполнение аппаратов испарительного охлаждения промышленной оборотной воды из ряда унифицированных модулей или секций (см рис. 1, 2);

- допускается использование поперечноточных аппаратов испарительного охлаждения промышленной оборотной воды со специальными контактными насадочными блоками, обладающими поперечной проницаемостью (преимущества: поддержание высоких показателей движущей силы процесса тепло- и массопередачи по высоте насадочного блока за счет поперечного воздухообмена, предотвращение обледенения воздухоходных окон в зимние периоды (для холодного климата), лучшая доступность для осмотра, чистки и обслуживания насадочных блоков и др.)

Заключение

По результатам моделирования и расчета аппарата испарительного охлаждения смеси потоков, поступающих из теплообменного оборудования различных стадий производственного цикла мини-НПЗ (для локальной системы оборотного водоснабжения), высота насадочного блока составила 2,48 м (2,5 м), при этом, с учетом удельной плотности орошения насадочного блока, его объем составил $162,5 \text{ м}^3$. Таким образом, ширина грани аппарата в прямоугольном исполнении составила: 8,06 м, а диаметр аппарата в цилинд-

рическом исполнении насадочного блока 9,1 м. С учетом габаритных размеров аппарата испарительного охлаждения и специфики малотоннажных многономенклатурных производств различных отраслей промышленности целесообразно изготавливать аппарат в модульном исполнении (см. рис. 1) из четырех прямоугольных унифицированных секций (модулей 4×4 м, см. рис. 2), объем насадочного материала в каждой из которых 40,6 м³, ширина грани каждой 4 м, либо из большего количества модулей (унифицированных секций, аппаратов) меньших габаритных размеров.

Как отмечено выше, интенсивность протекающих тепло- и массообменных процессов в насадочных блоках аппаратов испарительного охлаждения, а значит, требуемые показатели глубины охлаждения оборотной воды в совокупности с энергетическими затратами на осуществление процесса и другими технико-экономическими показателями зависят от развиваемых гидрогазодинамических режимов течения теплоносителей: охлаждаемой воды и атмосферного воздуха. По этой причине следует уделять пристальное внимание исследованиям в области одно- и двухфазных фильтрационных течений теплоносителей через слои насадочных материалов блоков испарительного охлаждения. Особо актуальны совершенствование математического моделирования гидрогазодинамических и тепломассообменных процессов, протекающих в насадочных блоках аппаратов испарительного охлаждения и разработка на его основе новых (модернизации действующих) специальных насадочных контактных устройств, соответствующих конкретным требованиям протекающих процессов и способных обеспечивать требуемые показатели глубины охлаждения промышленной оборотной воды в условиях повышенных удельных плотностей орошения насадочных блоков.

Также перспективно проектирование аппаратов испарительного охлаждения в модульном (секционном) исполнении, способных работать в более широких диапазонах производительностей, тепловых мощностей и позволяющих гибко подстраиваться под требования малотоннажных многономенклатурных производств химической и смежных отраслей промышленности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лаптев А. Г., Вадьяева И. А. Устройство и расчет промышленных градирен: монография. Казань : КГЭУ, 2004. 358 с.
2. Пономареико В. С., Арефьев Ю. И. Градирни промышленных и энергетических предприятий: справочное пособие. М. : Энергоатомиздат: 1998. 376 с.
3. Казан А. М., Лаптев А. Г., Пушинов А. С., Фарахов М. И. Контактные насадки промышленных тепломассообменных аппаратов. Казань : Отечество. 2013. 454 с.
4. Мадышев И. Н., Харьков В. В., Николаев А. Н. Интенсификация тепломассообменных процессов в испарительных градирнях: монография. Казань : Казанский национальный исследовательский технологический университет, 2022. 92 с.
5. Лаптев А. Г., Лаптева Е. А. Метод определения эффективности тепломассообмена в пленочной градирне с интенсифицированными блоками оросителей // Теплофизика и аэромеханика. 2024. Т. 31. № 3. С. 503—513.
6. Лаптева Е. А., Лаптев А. Г. Математическая модель и экспериментальные данные охлаждения воды в противоточных пленочных градирнях // Теоретические основы химической технологии. 2023. Т. 57. № 4. С. 399—407.
7. Лаптева Е. А., Столярова Е. Ю., Лаптев А. Г. Численное определение эффективности тепломассообмена в пленочной градирне с учетом неравномерности распределения воды и воздуха // Теплоэнергетика. 2020. № 4. С. 52—59.

8. *Laptev A. G., Lapteva E. A.* Determination of the thermal efficiency and height of the blocks of countercurrent cooling tower sprinklers // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2020. Vol. 93. Iss. 3. Pp. 693—699.
9. *Дмитриев А. В., Круглов Л. В., Мадышев И. Н., Дмитриева О. С.* Охлаждение оборотной воды предприятий энергетики в градирнях со струйно-пленочными контактными устройствами // *Промышленная энергетика*. 2018. № 11. С. 45—49.
10. *Lapteva E. A., Laptev A. G.* Mathematical model and experimental data for water cooling in counterflow film cooling towers // *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*. 2023. Vol. 57. Iss. 4. Pp. 469—477.
11. *Лантеева Е. А., Столярова Е. Ю.* Снижение энергозатрат на охлаждение воды с применением мини градирен // *Труды Академэнерго*. 2020. № 2(59). С. 23—30.
12. *Lapteva E. A., Stolyarova E. Y., Laptev A. G.* Thermohydraulic efficiency of the process of cooling of water in miniature cooling towers with regular packing // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2018. Vol. 54. Iss. 3-4. Pp. 161—164.
13. *Laptev A. G., Lapteva E. A.* A Modified method of the number of transfer units for calculating a cooling tower // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2018. Vol. 54. Iss. 7-8. Pp. 569—575.
14. *Дмитриев А. В., Дмитриева О. С., Мадышев И. Н.* Определение коэффициента массоотдачи в жидкой фазе в струйно-барботажном контактном устройстве // *Теплоэнергетика*. 2016. № 9. С. 76—80.
15. *Madyshev I. N., Khar'kov V. V.* Determination of heat and mass emission coefficients in a hybrid cooling tower with transversely finned radiator pipes // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2024. Vol. 97. Iss. 4. Pp. 1050—1057.
16. *Madyshev I. N., Khar'kov V. V.* Correction to: determination of heat and mass emission coefficients in a hybrid cooling tower with transversely finned radiator pipes // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2024. Vol. 97. Iss. 5. Pp. 1421.
17. *Madyshev I. N., Dmitrieva O. S., Dmitriev A. V., Nikolaev A. N.* Study of fluid dynamics of mass-transfer apparatuses having stream-bubble contact devices // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2016. Vol. 52. Iss. 5-6. Pp. 299—304.
18. *Лантеева Е. А., Фарахов М. И., Лантеева Е. А.* Сравнительные гидравлические и тепло-массообменные характеристики пленочных регулярных насадок в градирнях // *Вестник технологического университета*. 2017. Т. 20. № 18. С. 71—74.
19. *Мадышев И. Н., Дмитриева О. С.* Экспериментальное исследование тепловых характеристик сухого блока оросителя градирни // *Инженерно-физический журнал*. 2025. Т. 98. № 1. С. 91—100.
20. *Madyshev I. N., Khar'kov V. V., Zinurov V. É.* Thermal resistance of a tubular radiator of the hybrid system for cooling circulating water // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2023. Vol. 96. Iss. 3. Pp. 627—635.
21. *Madyshev I. N., Khar'kov V. V.* Thermal study of hybrid-type cooling tower with finned tube radiator // *Thermal Science and Engineering Progress*. 2024. Vol. 56. P. 103023.
22. *Дмитриев А. В., Дмитриева О. С., Мадышев И. Н.* Определение объемного коэффициента массоотдачи в градирнях со струйно-пленочными контактными устройствами // *Инженерно-физический журнал*. 2021. Т. 94. № 1. С. 121—126.
23. Experimental investigation of fill pack impact on thermal-hydraulic performance of evaporative cooling tower / A. V. Dmitriev, V. E. Zinurov, I. N. Madyshev, V. V. Kharkov, O. S. Dmitrieva // *Thermal Science and Engineering Progress*. 2021. Vol. 22. P. 100835.
24. *Dmitriev A. V., Dmitrieva O. S., Madyshev I. N.* Determination of the Volumetric Coefficient of Mass Transfer in Cooling Towers with Jet-Film Contact Devices // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2021. Vol. 94. Iss. 1. Pp. 113—117.
25. *Столярова Е. Ю., Лантеева Е. А., Лантеева А. Г.* Экспериментальные гидравлические и тепло-массообменные характеристики пленочной градирни с комбинированными насадками // *Вестник Казанского государственного энергетического университета*. 2023. Т. 15. № 1(57). С. 37—47.
26. *Dmitrieva O. S., Dmitriev A. V., Madyshev I. N., Nikolaev A. N.* Flow dynamics of mass exchangers with jet-bubbling contact devices // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2017. Vol. 53. Iss. 1-2. Pp. 130—134.
27. *Дмитриев А. В., Мадышев И. Н., Дмитриева О. С.* Экспериментальное исследование гидравлических и тепло-массообменных показателей наклонно-гофрированных контактных элементов оросителя градирни // *Экология и промышленность России*. 2020. Т. 24. № 1. С. 4—8.
28. *Дмитриев А. В., Мадышев И. Н., Дмитриева О. С.* Определение эффективности охлаждения оборотной воды в струйно-барботажных контактных элементах // *Экология и промышленность России*. 2016. Т. 20. № 6. С. 4—7.

29. *Дмитриев А. В., Мадышев И. Н., Дмитриева О. С., Николаев А. Н.* Исследования диспергирования жидкости и газа в контактных устройствах с увеличенным диапазоном устойчивой работы // *Экология и промышленность России*. 2017. Т. 21. № 3. С. 12—15.
30. Энерго- и ресурсосберегающие насадочные контактные устройства для аппаратов испарительного охлаждения промышленной оборотной воды / Н. А. Меренцов, А. Б. Голованчиков, В. Н. Лебедев, Д. А. Тезиков, В. В. Грошев, В. А. Ускова // *Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура*. 2023. Вып. 2(91). С. 168—179.
31. *Merentsov N. A., Golovanchikov A. B., Lebedev V. N., Persidskiy A. V.* Promising packing material for recycled water evaporative cooling contact devices // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2021. Vol. 57. Iss. 5—6. Pp. 416—422.
32. Структура фильтрационной кривой и способы ее аппроксимации. Часть 2. Верхний предел применения закона Дарси / Н. А. Меренцов, В. А. Балашов, А. Б. Голованчиков, М. В. Топилин, А. В. Персидский // *Вестник Тамбовского государственного технического университета*. 2021. Т. 27. № 2. С. 245—254.
33. Структура фильтрационной кривой и способы ее аппроксимации. Часть 3. Уравнения для аппроксимации фильтрационной кривой / Н. А. Меренцов, В. А. Балашов, А. Б. Голованчиков, М. В. Топилин, А. В. Персидский // *Вестник Тамбовского государственного технического университета*. 2021. Т. 27. № 3. С. 401—414.
34. *Golovanchikov A. B., Balashov V. A., Merentsov N. A.* The filtration equation for packing material // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2017. Vol. 53. Iss. 1—2. Pp. 10—13.
35. *Меренцов Н. А., Голованчиков А. Б., Персидский А. В., Топилин М. В.* Моделирование процессов управления в нефтегазоперерабатывающем массообменном оборудовании: монография. Волгоград : Изд-во ВолГГТУ, 2021. 212 с.
36. *Меренцов Н. А., Голованчиков А. Б., Персидский А. В., Лебедев В. Н.* Моделирование процессов управления в экологическом массообменном оборудовании: монография. Волгоград : Изд-во ВолГГТУ, 2020. 188 с.
37. Оценка интенсивности развития турбулизации в тепломассообменных насадочных контактных устройствах для селективной очистки газовых выбросов и испарительного охлаждения промышленной оборотной воды / Н. А. Меренцов, А. Б. Голованчиков, В. А. Балашов, В. Н. Лебедев, А. В. Персидский // *Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура*. 2020. Вып. 2(79). С. 245—254.
38. Перспективы использования промышленных отходов машиностроительных предприятий для решения экологических проблем строительной отрасли / Н. А. Меренцов, А. В. Персидский, В. Н. Лебедев, А. Г. Карасев, А. Б. Голованчиков // *Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура*. 2019. Вып. 4(77). С. 182—195.
39. *Голованчиков А. Б., Балашов В. А., Меренцов Н. А.* Моделирование нестационарного падения сферической капли в поле сил тяжести // *Известия ВолГГТУ. Серия: Актуальные проблемы управления, вычислительной техники и информатики в технических системах*. Вып. 13. № 4(91). Волгоград : Изд-во ВолГГТУ, 2012. С. 8—12.
40. *Меренцов Н. А., Голованчиков А. Б., Балашов В. А.* Моделирование тепломассообменных насадочных устройств с развитым капельным режимом течения: монография. Волгоград : Изд-во ВолГГТУ, 2019. 140 с.
41. *Голованчиков А. Б., Меренцов Н. А., Балашов В. А.* Расчет вентиляционной градирни с капельным орошением // *Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура*. 2012. Вып. 28(47). С. 171—178.
42. *Golovanchikov A. B., Merentsov N. A., Balashov V. A.* Modeling and analysis of a mechanical-draft cooling tower with wire packing and drip irrigation // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2013. Vol. 48. Iss. 9-10. Pp. 595—601.

© Меренцов Н. А., Голованчиков А. Б., Федянов Е. А., Лебедев В. Н.,
Персидский А. В., Топилин М. В., 2025

Поступила в редакцию
30.07.2025

Ссылка для цитирования:

Расчет аппарата испарительного охлаждения смеси потоков промышленной оборотной воды, поступающих с различных стадий производственного цикла / Н. А. Меренцов, А. Б. Голованчиков, Е. А. Федянов, В. Н. Лебедев, А. В. Персидский, М. В. Топилин // Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура. 2025. Вып. 3(100). С. 87—100. DOI: 10.35211/18154360_2025_3_87.

Об авторах:

Меренцов Николай Анатольевич — канд. техн. наук, доц., доц. каф. процессов и аппаратов химических и пищевых производств, Волгоградский государственный технический университет (ВолгГТУ). Российская Федерация, 400001, Волгоград, пр-т Ленина, 28; steeple@mail.ru

Голованчиков Александр Борисович — д-р техн. наук, проф., проф. каф. процессов и аппаратов химических и пищевых производств, Волгоградский государственный технический университет (ВолгГТУ). Российская Федерация, 400001, Волгоград, пр-т Ленина, 28

Федянов Евгений Алексеевич — д-р техн. наук, проф., проф. каф. теплотехники и гидравлики, Волгоградский государственный технический университет (ВолгГТУ). Российская Федерация, 400001, Волгоград, пр-т Ленина, 28; fedyanov@vstu.ru

Лебедев Виталий Николаевич — ведущий инженер, ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг». Российская Федерация, 400078, г. Волгоград, пр-т Ленина, 96; lvnwork@mail.ru

Персидский Александр Владимирович — ведущий инженер-конструктор АО «Федеральный научно-производственный центр „Титан-Баррикады“», г. Волгоград; a-persidsky@yandex.ru

Топилин Михаил Владимирович — ведущий инженер лаборатории стандартных исследований зерна ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг». Российская Федерация, 400078, г. Волгоград, пр-т Ленина, 96; topilinmik@gmail.com

Nikolay A. Merentsov^a, Aleksandr B. Golovanchikov^a, Yevgeniy A. Fedyanov^a, Vitaliy N. Lebedev^b, Aleksandr V. Persidskiy^c, Mikhail V. Topilin^b

^a *Volgograd State Technical University*

^b *LUKOIL-Engineering*

^c *JSC Federal Scientific and Production Centre «Titan-Barricady»*

CALCULATION OF EVAPORATIVE COOLING APPARATUS FOR INDUSTRIAL COOLING WATER STREAMS COMING FROM HEAT EXCHANGE EQUIPMENT OF VARIOUS STAGES OF THE PRODUCTION CYCLE

The study was funded by the Russian Science Foundation grant No. 25-29-00496, <https://rscf.ru/project/25-29-00496/>, "Simulation of Heat and Mass Transfer Processes in Environmental and Oil and Gas Processing Equipment, Taking into Account the Structure of Flows"

The results of modeling and calculation of industrial heat and mass exchange apparatus for evaporative cooling of recirculated water with drop-film mode of liquid flow in packed blocks for cooling recirculated water coming from heat exchange equipment of various stages of production cycle of small-tonnage oil refinery (mini refinery) are presented. Physical model of operation of packed contact units of evaporative cooling devices with drop-film mode of liquid flow is considered. Basic recommendations are given for selection of types of heat-mass-exchange packed operating in film and drop-film modes of liquid flow for evaporative cooling devices and for design of industrial heat-mass-exchange devices considering modes of their operation. The spatial scheme of the evaporative cooling device is presented in a modular version, that is, a parallel set of unified sections (devices).

Key words: evaporative cooling, cooling water, cooling towers, water supply systems, energy and resource saving, hydrodynamics, gas dynamics, heat and mass exchange, drip mode, film mode, drip-film mode, packing material, contact unit, low-tonnage chemistry, low-tonnage oil refinery.

For citation:

Merentsov N. A., Golovanchikov A. B., Fedyanov Ye. A., Lebedev V. N., Persidskiy A. V., Topilin M. V. [Calculation of evaporative cooling apparatus for industrial cooling water streams coming from heat exchange equipment of various stages of the production cycle]. *Vestnik Volgogradskogo gosudarstvennogo arhitekturno-stroitel'nogo universiteta. Seriya: Stroitel'stvo i arhitektura* [Bulletin of Volgograd State University of Architecture and Civil Engineering. Series: Civil Engineering and Architecture], 2025, iss. 3, pp. 87—100. DOI: 10.35211/18154360_2025_3_87.

About authors:

Nikolay A. Merentsov — Candidate of Engineering Sciences, Docent, Volgograd State Technical University (VSTU). 28, Lenina ave., Volgograd, 400001, Russian Federation; steeple@mail.ru

Aleksandr B. Golovanchikov — Doctor of Engineering Sciences, Professor, Volgograd State Technical University (VSTU). 28, Lenina ave., Volgograd, 400001, Russian Federation

Yevgeniy A. Fedyanov — Doctor of Engineering Sciences, Professor, Volgograd State Technical University (VSTU). 28, Lenina ave., Volgograd, 400001, Russian Federation; fedyanov@vstu.ru

Vitaliy N. Lebedev — Lead Engineer, LUKOIL-Engineering, 96, Lenina ave., Volgograd, 400078, Russian Federation; lvnwork@mail.ru

Aleksandr V. Persidskiy — Lead Design Engineer, JSC Federal Scientific and Production Centre «Titan-Barricady», Volgograd; a-persidsky@yandex.ru

Mikhail V. Topilin — Lead Engineer, LUKOIL-Engineering. 96, Lenina ave., Volgograd, 400078, Russian Federation; topilinmik@gmail.com