

АНАЛИЗ РАБОТЫ КОНДЕНСАЦИОННО-ОХЛАДИТЕЛЬНОГО УЗЛА В УСЛОВИЯХ ПОВЫШЕННОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Андрей ГЕЛДЫШЕВ

Студент 4 курса, кафедра теплотехники и энергоэффективных технологий, Институт энергетики, электроники и электромеханики, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина

*Автор-корреспондент: Александр Переселков, e-mail: pereselkovar@gmail.com

Куратор/координатор: Александр ПЕРЕСЕЛКОВ, к.т.н, доцент, Институт энергетики, электроники и электромеханики, кафедра теплотехники и энергоэффективных технологий, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина

Аннотация. Работа посвящена анализу эффективности работы действующего конденсационно-охладительного узла, состоящего из барометрического контактного конденсатора и вентиляторной градирни в летний период, когда параметры наружного воздуха превышают проектные.

Ключевые слова: барометрический контактный конденсатор, вентиляторная градирня

Введение

При проектировании вентиляторных градирен их расчеты производятся для наиболее неблагоприятных атмосферных условий в летние месяцы на основе рекомендаций государственных стандартов. Существующие тенденции говорят о том, что климат изменяется в сторону потепления. Предварительные расчеты, проведенные авторами, показали, что почти треть летнего периода в климатических условиях г. Харькова градирня не будет обеспечивать заданного теплосъема (в то время как в нормах заложена возможность превышения параметров наружного воздуха в течение периода от 1 до 10 дней в зависимости от назначения установки). Следовательно, любой теплотехнологический комплекс, где используется градирня, будет работать с превышением расчетных условий. Целью работы является анализ влияния параметров наружного воздуха на работу установки, которая уже находится в эксплуатации, и формирование рекомендации по повышению ее эксплуатационной надежности.

Объектом исследования является конденсационно-охладительный узел вакуум-выпарной установки, состоящий из контактного барометрического конденсатора и вентиляторной градирни. Расчетные параметры конденсатора: расход пара $G_{\text{п}} = 8,5$ т/ч; давление конденсации $P_{\text{к}} = 0,11 \cdot 10^5$ Па (температура конденсации $t_{\text{к}} = 47,7$ °С), диаметр конденсатора $D = 1,6$ м. Конструкция конденсатора показана в [1]. Вентиляторная градирня имеет размеры секции 4×4 м, число секций $N = 3$. Каждая секция оборудована вентилятором 1ВГ-25. Ороситель асбоцементный с горизонтальными гофрами, двухрядный, высота оросителя $h_{\text{ор}} = 2,44$ м.

1. Расчет и анализ оптимальных условий эксплуатации контактного барометрического конденсатора

Расход охлаждающей воды, необходимый для конденсации пара, определяется из уравнения теплового баланса, кг/с

$$G_{\text{х.в.}} = \frac{G_{\text{п}}(i'' - c_{\text{пв}}t_{\text{см}})}{c_{\text{пв}}(t_{\text{см}} - t_{\text{х.в.}})}, \quad (1)$$

где $t_{х.в.}$ – температура охлаждающей воды, °C; $t_{см}$ – температура смеси воды и конденсата пара, выходящей из конденсатора (принимается $t_{см} = 42$ °C); i'' – энтальпия пара при температуре конденсации (t_k), кДж/кг; $c_{рв}$ – теплоемкость воды, кДж/(кг·K).

Расход смеси воды и пара на выходе из конденсатора находится как $G_{см} = G_{х.в.} + G_{п.}$

Для задания параметров расчета конденсатора необходимо прежде всего определиться с параметрами наружного воздуха, влияние которых на работоспособность конденсационно-охладительного узла исследуется в настоящей работе. Остановимся на четырех расчетных режимах (1, 2, 3, 4), для которых температура θ_1 , относительная влажность ϕ и температура по мокрому термометру τ указаны в табл. 1 и на Рис. 1 и

Рис. 2. Также в Таб.1 приведены значения расхода охлаждающей воды $G_{х.в.}$ и расхода смеси $G_{см}$ для каждого из принятых режимов.

Таблица 1

Параметры для расчета и анализа работы конденсатора

Режим	Параметры			$G_{х.в.}$, кг/с	$G_{см}$, кг/с
	θ_1 , °C	ϕ , %	τ , °C		
1	24,9	52	18,6	71,7	74
2	30	35	19	75,1	77,4
3	33	33	21,2	86,2	88,6
4	35	30	22,5	92,4	94,8

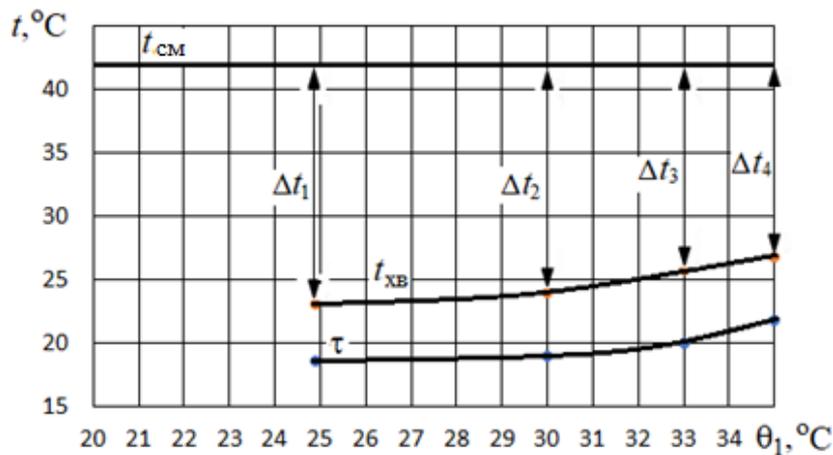


Рисунок 1. Температура холодной воды в зависимости от параметров наружного воздуха

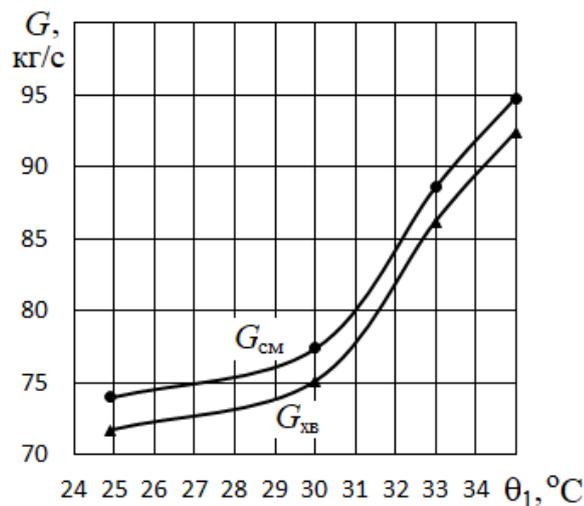


Рисунок 2. Расход воды в конденсаторе при различных параметрах наружного воздуха

На Рис. 3 приведены результаты гидродинамического расчета [3] для определения диаметра конденсатора при принятых расчетных режимах 1–4 по параметрам наружного воздуха. Как видно из Рис. 3, расход воды $G_{х.в.} = 90$ кг/с является предельно допустимым для конденсатора с $D = 1,6$ м, во избежание гидроударов, вибраций и т.д., когда эксплуатация аппарата не рекомендуется.

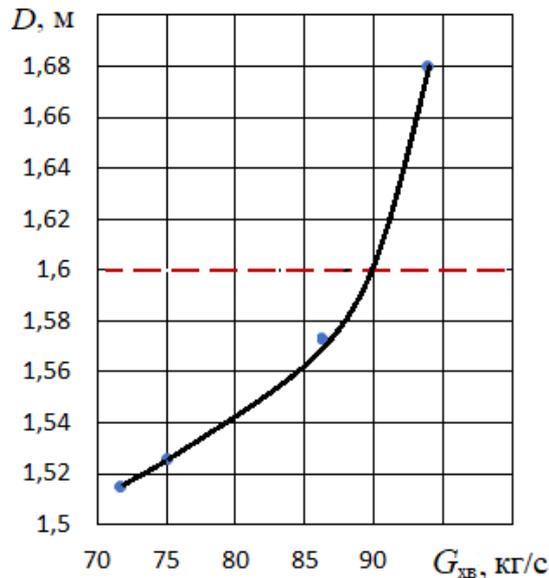


Рисунок 3. Результаты гидродинамического расчета диаметра конденсатора D в зависимости от параметров наружного воздуха (режимы 1–4)

2. Анализ работы вентиляторной градирни при повышенной температуре наружного воздуха

В соответствии с методикой расчета вентиляторной градирни [2], решая уравнение теплового баланса, определяем все величины, которые входят в уравнение передачи теплоты

$$Q = \beta_{хв} \cdot V_{ор} \cdot \Delta I_{ср} \cdot k, \quad (2)$$

где $\beta_{хв}$ – объемный коэффициент массоотдачи, кг/(м³с); $V_{ор}$ – объем оросителя, м³; $\Delta I_{ср}$ – средний напор по энтальпии, кДж/кг с. в.; k – коэффициент, учитывающий уменьшение количества воды за счет испарения.

Объемный коэффициент массоотдачи

$$\beta_{хв} = A \cdot g \cdot \lambda^m, \quad (3)$$

где A и m – коэффициенты для конкретного типа оросителя (для рассматриваемого оросителя $A = 0,72$; $m = 0,66$); g – плотность орошения, кг/(м²с), $g = G_{см} / F_{ор}$.

Из уравнения теплового баланса находится объем оросителя $V_{ор}$, м³, и высота оросителя, м

$$h = \frac{V_{ор}}{F_{ор}}. \quad (4)$$

Для стандартной градирни с двухъярусным оросителем из волнистых асбоцементных листов $h_{ор} = 2,44$ м. Если расчетное значение h меньше, чем высота оросителя $h_{ор}$, установленного в градирне, значит, охлаждающая способность градирни достаточна для заданных параметров ее работы.

Как следует из рис. 1, с повышением температуры наружного воздуха уменьшается глубина охлаждения воды Δt_i , а из Рис. 2 видно, что также возрастает расход воды $G_{см}$, подаваемой на градирню, при это возрастает плотность орошения g . Эти факторы способствуют улучшению условий охлаждения воды в градирне. Необходимо отметить, что такая зависимость объемного коэффициента массоотдачи от плотности орошения в градирне объясняется тем, что значительное охлаждение воды происходит в капельной части аппарата,

то есть от форсунок до оросителя, которая для рассматриваемой градирни равна 1 м. Увеличение расхода воды на градирню реализуется за счет повышения давления воды перед форсунками, что приводит к уменьшению размера капель (и, соответственно, к увеличению контактной поверхности между каплями и воздухом) и повышению угла раскрытия факелов центробежных форсунок, что способствует более равномерному заполнению каплями подфакельной зоны. Учитывая это, действующая градирня может эффективнее охладить воду и обеспечить функционирование конденсационно-охлаждающего узла при повышенной температуре наружного воздуха. Если для реализации охлаждающей способности градирни нужно увеличить расход воды выше критического для данного диаметра конденсатора, следует сливать избыток охлаждающей воды в резервуар с теплой водой, выходящей из конденсатора, а затем эту смесь уже подавать на градирню.

Расчет вентиляторной градирни выполнялся для параметров наружного воздуха режимов 1–4, расходах воды $G_{см} = G_{в} = f(\tau + 5^{\circ}\text{C})$ и температуры охлажденной воды, которые приведены в Таб. 1. Результаты расчетов показаны на Рис. 4 (график, обозначенный как $G_{в} = f(\tau + 5)$ и $\beta = 15^{\circ}$). Как видно, расчетная высота оросителя меньше, чем стандартная для данной градирни $h_{ор} = 2,44$ м, т.е. охлаждение воды будет обеспечено в режимах 1–3.

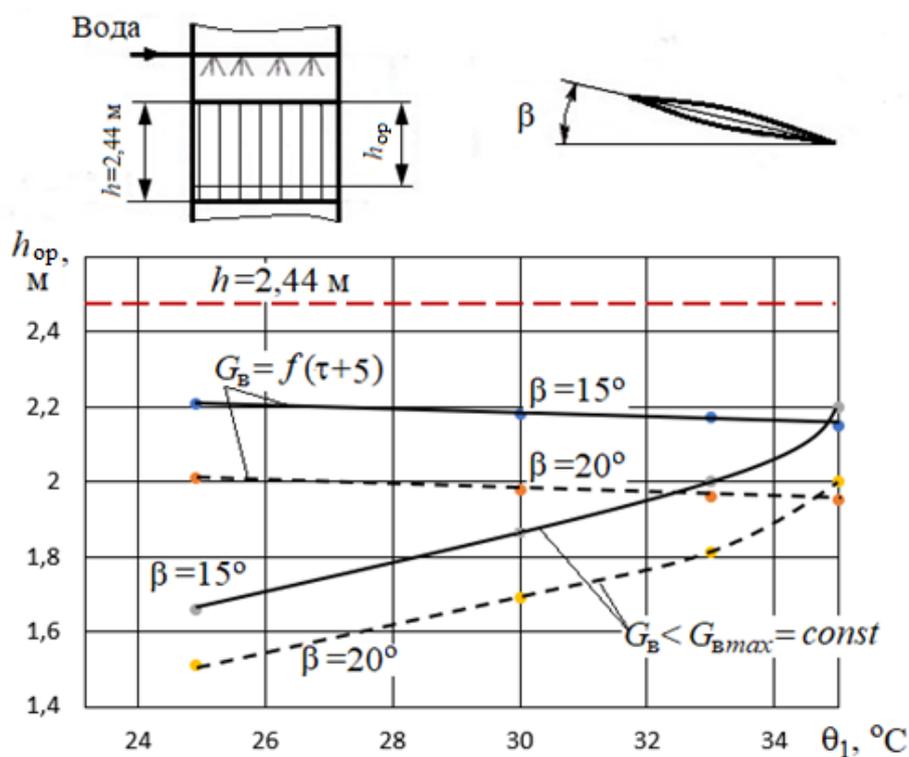


Рисунок 4. Расчетная высота оросителя градирни при повышенных температурах наружного воздуха

3. Интенсификация работы градирни за счет увеличения угла установки лопастей вентилятора

Конструкцией вентилятора 1ВГ25, установленного на градирне, предусмотрена возможность установки лопастей вентилятора на роторе под углами β в 10° , 15° и 20° . Аэродинамические характеристики вентилятора 1ВГ25 [2] получены при оптимальных режимах работы, но действительная подача воздуха зависит от аэродинамического сопротивления на всем пути движения воздуха через градирню. Поэтому согласно методике аэродинамического расчета градирни [2] для данной конструкции оросителя был выполнен расчет суммарного сопротивления при прохождении воздуха через градирню при расходах $G_{вз}$, равных 120; 130; 140; 150 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$, и построен график $\Delta P = f(G_{вз})$. Пересечение этого графика с аэродинамическими характеристиками для $\beta = 10^{\circ}$; 15° ; 20° (рис. 4) показывает

максимальный расход воздуха для данного типа оросителя при разных углах установки лопастей вентилятора.

Проанализируем возможность интенсификации работы градирни при установке лопастей под углом $\beta=20^\circ$. По сравнению с $\beta=15^\circ$ расход воздуха возрастает от 120 тыс. м³/ч до 143 тыс. м³/ч. При этом относительный расход воздуха увеличится в λ^m раз, а объем и высота оросителя уменьшаются в 1,1 раза.

Результаты тепловых градирных расчетов на различных режимах относительно параметров наружного воздуха, показанные на рис. 4 (для $\beta = 15^\circ$ и $\beta = 20^\circ$) для стандартных и рекомендуемых режимов работы конденсационно-охлаждающего узла. Из Рис. 4 видно, что с увеличением угла поворота лопастей β увеличивается расход воздуха, а расчетные необходимые объем V и высота оросителя $h_{ор}$ уменьшаются (расчетная высота становится меньше стандартной высота оросителя), следовательно, надежность охлаждения воды в градирне возрастает.

Выводы

При повышении температуры наружного воздуха летом днем до 30–35 °С к эксплуатации конденсационно-охлаждающего узла с контактным барометрическим конденсатором и вентиляторной градирней предъявляются особые требования.

Повышение температуры воздуха уменьшает глубину охлаждения воды в градирне, таким образом, на конденсатор вода поступает с более высокой температурой и ее расход должен возрасти, чтобы обеспечить отвод тепловой нагрузки при конденсации заданного расхода пара. Поэтому на первом этапе в результате гидравлического расчета конденсатора был определен максимальный расход воды, превышение которого значительно ухудшает условия эксплуатации аппарата из-за повышения вероятности гидравлических ударов, вибраций и захлебывания.

На следующем этапе исследования была изучена возможность обеспечения охлаждения воды в градирне при повышенных параметрах наружного воздуха. Необходимо отметить, что при проектировании вентиляторной градирни для барометрического конденсатора, ее площадь в плане и соответственно количество секций выбираются в зависимости от рекомендованной удельной тепловой нагрузки. При таком подходе больший период рабочего времени градирня недогружена (для контактного конденсатора требуется, в сравнении с рекуперативным конденсатором) меньшее количество охлаждающей воды из-за практического отсутствия разности температур конденсации пара и охлаждающей воды на выходе.

Из методики расчета вентиляторных градирен следует, что объемный коэффициент массоотдачи (и, таким образом, интенсивности охлаждения воды) в существенной мере зависит от плотности орошения, другими словами, увеличение расхода воды повышает степень ее охлаждения.

На следующем этапе работы была проанализирована возможность интенсификации градирной работы за счет увеличения угла установки лопастей вентилятора. Для этого предварительно выполнена серия аэродинамических расчетов градирной секции для принятого типоразмера оросителя с целью отметить максимальный расход воздуха при различных углах наклона лопастей. Показано, что поворот лопастей на больший угол приводит к увеличению расхода воздуха, и что повышает охлаждающий потенциал градирни.

В целом, результаты работы могут быть рекомендованы для внедрения в практику эксплуатации конденсационно-охлаждающих узлов.

Библиография

1. ОСТ 26-01-716-83. Конденсаторы для выпарных аппаратов. Типы, параметры и основные размеры.
2. ПОНОМАРЕНКО, В.С., АРЕФЬЕВ, Ю.И. *Градирни промышленных и энергетических предприятий*. Москва: Энергоатомиздат, 1998.
3. ТРУБ, И.А. *Каскадные конденсаторы смешения*. Москва: Пищевая промышленность, 1969.