

Вопрос 7. Хотел бы с Вашей помощью разобраться с характеристиками воздухонагревателей и воздухоохлаждателей. Каждая фирма-производитель этих теплообменников для «своего» оборудования приводит тепло-, гидро- и аэродинамические характеристики, без указания поверхности аппарата и его коэффициента теплопередачи. Все они по-разному представлены, что крайне затрудняет понимание, сравнение и обобщение. На практике я испытывал теплообменники неизвестного производителя без каких-либо характеристик, как бы «инкогнито». В связи с этим у меня возникает вопрос – поддается ли это многообразие какому-либо обобщению и если да, то как это делается?

Ответ. Это очень интересный для понимания, я бы сказал, даже философский вопрос. Разобраться Вам будет, может быть не очень просто, т.к. потребует ознакомиться с новыми, часто неизвестными, понятиями и терминами. Конечно, обобщение, о котором Вы спрашиваете, возможно и давно известно в теории. Для этого достаточно открыть серьезную книгу по теплопередаче в аппаратах, например водовоздушных, и тогда Вы увидите соответствующие формулы (к сожалению, они достаточно сложны и здесь не приводятся) и графики. Общий вид формул для любого теплообменника не зависит от его конструкции, типа оребрения, поверхности контакта и др. факторов и сводится к зависимости типа:

$$\theta_B = f(W_{\min} / W_{\max}, NTU), \quad (1)$$

где все вышеназванные величины (θ_B , NTU) или отношение (W_{\min}/W_{\max}) могут быть определены через четыре заданные в проекте или замеренные на объекте температуры: $t_{W.с.м}$, $t_{W.к}$, t_H и t_K . Величину $W=cG$ называют **водяным эквивалентом**, относят ее к воздуху и воде и характеризуют ей общую теплоемкость среды, кВт/°С. Величину NTU называют **числом единиц переноса** и определяют комплексом:

$$NTU = \frac{kF}{c_B G_B} = \frac{t_K - t_H}{\Delta t_{\sigma} - \Delta t_m} \ln \left(\frac{\Delta t_{\sigma}}{\Delta t_m} \right) \approx \frac{2(t_K - t_H)}{\Delta t_{\sigma} (1 + \Delta t_m / \Delta t_{\sigma})}, \quad (2)$$

где kF обычно неизвестное произведение коэффициента теплопередачи аппарата на его поверхность, кВт/°С, этот комплекс характеризует передачу теплоты, отнесенную к 1 °С среднелогарифмической разности температур; Δt_{σ} , Δt_m – соответственно большая и меньшая разность температур воды и воздуха на входе и выходе аппарата. Например при подаче горячей воды со стороны входящего наружного воздуха $\Delta t_{\sigma} = t_{W.с.м} - t_H$, а $\Delta t_m = t_{W.к} - t_K$. При условии, что $\Delta t_{\sigma} / \Delta t_m < 2$ справедливо последнее равенство формулы (2).

Графики (их всего четыре) отличаются условиями, для которых они построены, а именно взаимным направлением движения воздуха в аппарате и воды в трубке: однонаправленным, встречным (противоточным) или перекрестным. Для теплообменников СКВ и СВ характерно перекрестное движение с поправкой на противоток или параллельный ток, которой в практической работе можно пренебречь. Для этого случая графики зависимостей приведены на рис. 1, а более подробно в книге [1] или другой фундаментальной книге по теплопередаче в аппаратах. Главное – чтобы Вы

точно представляли, что Вам известно и что Вы хотите по эти графикам определить, особенно для незнакомого аппарата (без шильдика). Например, по замеренным четырем температурам воздуха и воды и одном из расходов (воздуха или воды) можно найти другой неизвестный расход и комплекс kF . Возможен пересчет характеристик аппарата на другой, увеличенный или уменьшенный расход воздуха, но в предположении, что коэффициент теплопередачи аппарата при этом изменится незначительно.

Рис. 1. Графики зависимости $\theta_B = f(W_{\min}/W_{\max}, NTU)$ для перекрестной схемы движения воздуха и воды, в случае, когда один поток (воздуха) перемешивается, а другой (воды) не перемешивается: *a* – при $W_B > W_W$; *б* – при $W_B < W_W$.

Вопрос 8. Как правильно поводить испытание аппарата в любых промежуточных условиях, определить его характеристики и фактическую эффективность, не дожидаясь (или не дождавшись) расчетной зимней температуры или расчетной летней энтальпии наружного воздуха?

Ответ. Ваш вопрос весьма актуален для наладчиков, особенно для получения объективной теплотехнической характеристики аппарата. Раньше такой характеристикой был коэффициент теплопередачи, но более правильной является коэффициент эффективности θ_B . Его можно определить в произвольных условиях испытаний, когда наружная температура, температура теплоносителя перед аппаратом и конечная температура воздуха далеки от расчетных и образуют произвольную комбинацию. В своем сочетании они определяют эффективность процесса нагревания или охлаждения. При испытаниях нужно фиксировать положение плунжера водяного регулирующего клапана – полностью открыт или в промежуточном положении. Расходы воздуха и воды должны соответствовать расчетным или быть близким к ним.

Положительным нужно считать результат испытания, когда эффективность аппарата, определенная по фактическим замерам температур больше или равна проектной. Поясним эту методику примером. Пусть по проекту воздухонагреватель в режиме на Севере должен обеспечить при $t_{H,расч} = -40$ °С и $t_{W,см} = t_{W,н} = 90$ °С (клапан полностью открыт) конечную температуру $t_K = 20$ °С. Этому сочетанию температур соответствует расчетная эффективность процесса нагревания $\theta_{B,расч} = [20 - (-40)] / [90 - (-40)] = 0,46$. Испытания проводили при расходах воздуха и воды, близких к проектным, при температуре $t_H = 2$ °С, полностью открытом клапане получили $t_{W,см} = t_{W,н} = 73$ °С и $t_K = 20$ °С, чему соответствует фактическая эффективность $\theta_{B,факт} = (34 - 2) / (73 - 2) = 0,45$, что близко расчетной эффективности с учетом погрешности замеров. В этом случае работу аппарата можно считать соответствующей проекту. В других случаях, когда фактическая эффективность оказывается ниже проектной, нужно искать причину такого несоответствия, например, загрязнение аппарата, завышенный расход воздуха, устранить ее, а если

потребуется – увеличить расход циркулирующей воды, в крайнем случае поставить дополнительный теплообменник.

Вопрос 9. Все схемы управления нагревателями очень похожи, включают одни и те же элементы и кажется, что этому нет никакой альтернативы. Неужели неизвестны какие-то другие, более оригинальные и надежные схемы обвязки и управления, и если такие есть, то как они устроены и как работают?

Ответ. Конечно есть. Одну из таких схем мы опишем ниже. Необходимость ее разработки по мнению авторов [2] была вызвана комплексом причин:

- ◀ несоблюдением графика теплоносителя и заниженной теплоотдачей аппаратов;
- ◀ необходимостью большого и переменного нагрева приточного воздуха в системах воздушного отопления, зависящего от солнечной радиации и температуры t_H , режима работы объекта, сменяющегося малым нагревом;
- ◀ снижением в процессе нетрадиционного управления температуры обратной воды ниже 20...30°C, приводящей к срабатыванию автоматической защиты от замерзания и др. причинами.

В связи с этими обстоятельствами МНИИТЭП предложены схемы (рис. 2), обеспечивающие необходимые пределы эффективного управления, хотя указаний об опытной проверке таких схем не обнаружено.

Рис. 2. Сложные схемы обвязки и управления нескольких последовательно установленных по воздуху аппаратов: *а* – схема с управляемым обводом теплоносителя и двумя оппозитно-управляемыми проходными клапанами; *б* – схема с двумя оппозитно-управляемыми проходным и трехходовым клапанами; *в* – схема с двумя проходными оппозитно-управляемыми клапанами на параллельных потоках; ТЕ – датчики автоматической защиты аппаратов от замерзания воды (по данным МНИИТЭП).

В схеме рис. 2,*а*, например, максимальная теплопроизводительность достигается при последовательно-противоточной схеме, когда клапан *КЛ-1* полностью открыт, а клапан *КЛ-2* – закрыт. В промежуточных положениях оппозитно-управляемых клапанов *КЛ-1* и *КЛ-2* в первый аппарат поступает переменная пропорция смеси воды после второго аппарата и байпасируемой воды. Минимальная теплопроизводительность достигается при полном открытии *КЛ-2* и сильном прикрытии *КЛ-1* (последний имеет логарифмический плунжер, поэтому вблизи закрытия относительный расход воды значительный (рис. 3). Выбирая сечение клапана с данным соотношением *S* можно добиться зависимости $\theta_B(h)$, близкой к линейной, несмотря на нелинейность графика $\theta_B(G_w)$. Клапан *КЛ-2* подбирают с линейной характеристикой плунжера и малым *S*. Усилить эффект отключения обводимых секций можно уменьшением перемещения плунжера

КЛ-2 по сравнению с *КЛ-1*, при этом клапан *КЛ-2* будет полностью открываться, тогда как плунжер основного клапана *КЛ-1* пройдет лишь 20%...30% от всего перемещения. Поверхность нагрева первого аппарата рассчитывают на теплоотдачу при сокращении относительной нагрузки, а последующих – из расчета обеспечения натопа при расчетных теплопотерях.

Представление о режимах работы воздухонагревателя, управляемого по схеме рис. 2, а при байпасировании воды и двух оппозитно-работающих водяных регулирующих клапанах можно получить из графика (рис. 3). На левой части горизонтальной оси отложен относительный расход воды $\bar{G}_{W_{КЛ-1}}$ через основной клапан *КЛ-1* (при $S_{КЛ-1} = 0,70$), а в правой части – отношение расхода воды через клапан *КЛ-2* к расходу через *КЛ-1* (при $S_{КЛ-2} = 0,1$). Относительный расход воды при полностью открытом клапане *КЛ-2* принят 0,2. На вертикальной оси определяют положение плунжеров клапанов при их противоположном (оппозитном) перемещении. Обеспечение необходимого отношения расходов через клапаны достигается установкой диафрагмы на трубопроводе к байпасируемому аппарату.

Рис. 3. График для определения относительного расхода воды через второй нагреватель при известном относительном расходе воды через основной клапан *КЛ-1* и оппозитно-управляемых водяных регулирующих клапанах (*КЛ-1* с логарифмической характеристикой, *КЛ-2* с линейной характеристикой) – данные М.М.Грудзинского, В.И.Ливчака (МНИИТЭП). Ключ: при $\bar{h}_{КЛ-1} = 0,8$ и $\bar{h}_{КЛ-2} = 0,2$, $\bar{G}_{W_{КЛ-1}} = 0,5$, $G_{W_{КЛ-2}} / G_{W_{КЛ-1}} = 0,54$.

Литература.

1. А.Г. Сотников. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. /Теория, техника и проектирование на рубеже столетий. СПб.: АТ-Publishing. Т. I, 2005. – 504 с. Т. II, ч. 1, 2006. – 420 с. Т. II, ч. 2, 2007. – 512 с.
2. М.М.Грудзинский, В.И.Ливчак. Работа калориферных установок в системах круглогодичного кондиционирования. /Водоснабжение и санитарная техника. 1971, №7, с.27-31.