

Потребление электроэнергии за год W_{KLL} при установке в светильниках ламп КЛЛ мощностью 105 Вт:

$$W_{KLL} = 50 \cdot 0.105 \cdot 920 \cdot 0.8 = 3864 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Годовой экономический эффект ΔW составит:

$$\Delta W = W_{лн} - W_{KLL} = 18400 - 3864 = 14536 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}.$$

Приведенные выше расчеты показывают, что при выполнении организационно-технических мероприятий на производстве можно значительно сократить потребление электроэнергии на освещение.

УДК 621.314

Студ. Д. И. Чакур, Р. Ч. Алешкевич

Науч. рук. доцент В. П. Кобринец, доцент О.Г. Барашко

(кафедра автоматизации производственных процессов и электротехники, БГТУ)

МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ВЕНТИЛЯЦИИ ЗДАНИЯ СОДОРЕГЕНЕРАЦИОННОГО КОТЛА

Огромная производительность современных технологических агрегатов, сложность физико-химических явлений, протекающих в них, и, как следствие этого сложность управления ими обусловили необходимость разработки и применения автоматизированных систем управления технологическими процессами (АСУТП). Разработка АСУТП сопровождается созданием математической модели процесса и алгоритмов управления им с учетом информации, которая получена с помощью измерительных устройств.

Одним из элементов повышения эффективности производства является рациональное управление процессами теплообмена.

В основе работы холодильников лежит холодильный цикл. Простой паровой цикл механической холодильной машины реализуется с помощью четырех элементов, образующих замкнутый холодильный контур, – компрессора, конденсатора, дроссельного вентиля и испарителя или охладителя (рисунок). Пар из испарителя поступает в компрессор и сжимается, вследствие чего его температура повышается. После выхода из компрессора пар, имеющий высокие температуру и давление, поступает в конденсатор, где охлаждается и конденсируется. В некоторых конденсаторах используется режим переохлаждения, т.е. дальнейшее охлаждение сконденсировавшейся жидкости ниже ее температуры кипения. Из конденсатора жидкость проходит через дроссельный вентиль. Поскольку температура кипения (насыщения) для данного давления оказывается ниже температуры жидкости, начинается ее интенсивное кипение; при этом часть жидкости испаряется, а

температура оставшейся части опускается до равновесной температуры насыщения (тепло жидкости расходуется на ее превращение в пар). Процесс дросселирования иногда называют внутренним охлаждением или самоохлаждением, поскольку в этом процессе температура жидкого хладагента снижается до нужного уровня. Таким образом, из дроссельного вентиля выходят насыщенная жидкость и насыщенный пар. Насыщенный пар не может эффективно отводить тепло, поэтому он перепускается мимо испарителя и подается прямо на вход компрессора. Между дросселем и испарителем установлен сепаратор, в котором пар и жидкость разделяются.

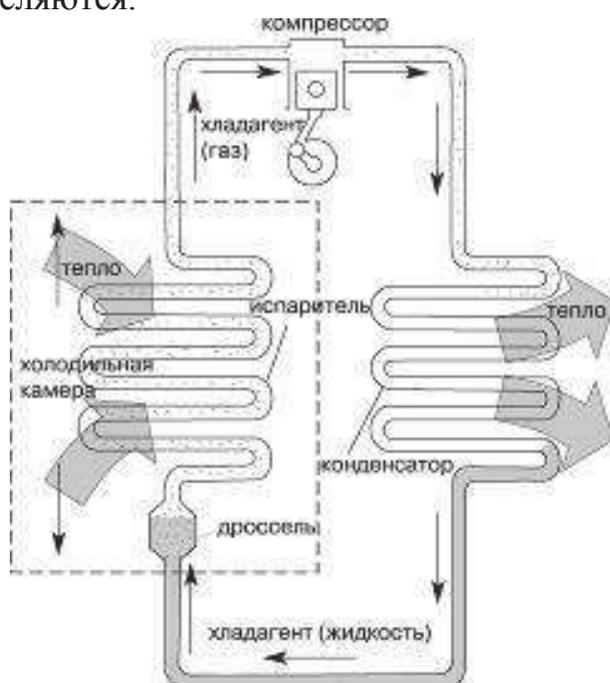


Рисунок – Схема холодильного цикла

Для получения математической модели холодильной камеры, необходимо знать следующие механические характеристики установки, размеры холодильной камеры, расход хладагента (аммиака), его теплота парообразования, расход воздуха через воздухоохладитель и т.д.

Уравнение теплового баланса для воздухоохладителя:

$$G_{возд} c_{возд} (T_{кам} - T_{возд.охл}) = M_{тепл} c_{тепл} \frac{dT_{возд.охл}}{dt} + G_{хл} r (x_1 - x_2) \quad (1)$$

где $G_{возд}$ – массовый расход воздуха кг/с; $c_{возд}$ – теплоемкость воздуха кДж/(кг К); $T_{кам}$ – температура в холодильной камеры °С; $T_{возд.охл}$ – температура охлажденного воздуха °С; $M_{тепл}$ – масса теплообменника кг; $c_{тепл}$ – теплоемкость теплообменника кДж/(кг К); $G_{хл}$ – расход жидкого хладагента кг/с; r – теплота парообразования кДж/кг; x_1, x_2 – коэффициенты сухости паров хладагента.

Из уравнения теплового баланса (1) произведём расчет передаточной функцию воздухоохладителя:

$$G_{\text{возд}} c_{\text{возд}} (T_{\text{возд.охл}} - T_{\text{кам}}) + M_{\text{тепл}} c_{\text{тепл}} \frac{dT_{\text{возд.охл}}}{dt} + G_{\text{хл}} r (x_1 - x_2) = 0. \quad (2)$$

Ведём малые приращения температур $\Delta T_{\text{возд.охл}}$ и $\Delta T_{\text{кам}}$, а также считаем что $G_{\text{возд}}$ расход воздуха постоянным и произведем замену $p = d/dt$:

$$(G_{\text{возд}} c_{\text{возд}} + M_{\text{тепл}} c_{\text{тепл}} p) \Delta T_{\text{возд.охл}} - G_{\text{возд}} c_{\text{возд}} \Delta T_{\text{кам}} + G_{\text{хл}} r (x_1 - x_2) = 0. \quad (3)$$

Применим принцип суперпозиции и подставим в (3) $\Delta T_{\text{кам}} = 0$:

$$(G_{\text{возд}} c_{\text{возд}} + M_{\text{тепл}} c_{\text{тепл}} p) \Delta T_{\text{возд.охл}} - G_{\text{возд}} c_{\text{возд}} \Delta T_{\text{кам}} + G_{\text{хл}} r (x_1 - x_2) = 0. \quad (4)$$

Из уравнения (4), запишем передаточную функцию по каналу управления расхода хладагента $G_{\text{хл}}$:

$$W_1(p) = \frac{T_{\text{возд.охл}}}{G_{\text{хл}}} = \frac{-k1}{a1p + 1}, \quad (5)$$

где

$$k1 = \frac{r(x_1 - x_2)}{G_{\text{возд}} c_{\text{возд}}}; \quad a1 = \frac{M_{\text{тепл}} c_{\text{тепл}}}{G_{\text{возд}} c_{\text{возд}}}.$$

Уравнение теплового баланса для холодильной камеры:

$$K_{\text{ст}} F_{\text{ст}} (T_{\text{внеш}} - T_{\text{кам}}) = G_{\text{возд}} c_{\text{возд}} (T_{\text{кам}} - T_{\text{возд.охл}}) + (M_{\text{возд}} c_{\text{возд}} + M_{\text{пр}} c_{\text{пр}}) \frac{dT_{\text{кам}}}{dt}, \quad (6)$$

где $G_{\text{возд}}$ – массовый расход воздуха кг/с; $c_{\text{возд}}$ – теплоемкость воздуха кДж/(кг К); $T_{\text{кам}}$ – температура в холодильной камеры °С; $T_{\text{внеш}}$ – температура внешней среды °С; $T_{\text{возд.охл}}$ – температура охлажденного воздуха °С; $M_{\text{возд}}$, $M_{\text{пр}}$ – масса воздуха и продуктов кг; $c_{\text{возд}}$, $c_{\text{пр}}$ – теплоемкость воздуха и продуктов кДж/(кг К); $K_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопередачи Вт/(м² К); $F_{\text{ст}}$ – площадь стенки м².

Из уравнения теплового баланса (6) произведём расчет передаточной функцию холодильной камеры:

$$K_{\text{ст}} F_{\text{ст}} (T_{\text{кам}} - T_{\text{внеш}}) + G_{\text{возд}} c_{\text{возд}} (T_{\text{кам}} - T_{\text{возд.охл}}) + (M_{\text{возд}} c_{\text{возд}} + M_{\text{пр}} c_{\text{пр}}) \frac{dT_{\text{кам}}}{dt} = 0. \quad (7)$$

Ведём малые приращения температур $\Delta T_{\text{возд.охл}}$, $\Delta T_{\text{кам}}$ и $\Delta T_{\text{внеш}}$, а также считаем что $G_{\text{возд}}$ расход воздуха постоянным и произведем замену $p = d/dt$:

$$(G_{\text{возд}} c_{\text{возд}} + K_{\text{ст}} F_{\text{ст}} + (M_{\text{возд}} c_{\text{возд}} + M_{\text{пр}} c_{\text{пр}}) p) \Delta T_{\text{кам}} - G_{\text{возд}} c_{\text{возд}} \Delta T_{\text{возд.охл}} - K_{\text{ст}} F_{\text{ст}} \Delta T_{\text{внеш}} = 0. \quad (8)$$

Далее применим принцип суперпозиции и подставим в (8) $\Delta T_{\text{внеш}} = 0$, и получим передаточную функцию холодильной камеры по

каналу температуры охлажденного воздуха $T_{\text{возд.охл}}$:

$$W_2(p) = \frac{T_{\text{кам}}}{T_{\text{возд.охл}}} = \frac{-k_2}{a_2 p + 1}, \quad (9)$$

где

$$k_2 = \frac{G_{\text{возд}} c_{\text{возд}}}{G_{\text{возд}} c_{\text{возд}} + K_{\text{ст}} F_{\text{ст}}}; \quad a_2 = \frac{M_{\text{возд}} c_{\text{возд}} + M_{\text{пр}} c_{\text{пр}}}{G_{\text{возд}} c_{\text{возд}} + K_{\text{ст}} F_{\text{ст}}}.$$