

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

**А. В. Овсянник, А. В. Шаповалов, Ю. А. Степанишина**

## **ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ**

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ  
по одноименному курсу для студентов  
специальностей 1-43 01 05 «Промышленная  
теплоэнергетика» и 1-43 01 07 «Техническая  
эксплуатация энергооборудования организаций»  
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2012

УДК 536.24+66.045(075.8)

ББК 31.39я73

О-34

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом  
энергетического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 5 от 24.09.2011 г.)*

Рецензент: канд. физ.-мат. наук, доц. каф. «Высшая математика»  
ГГТУ им. П. О. Сухого *С. Л. Авакян*

**Овсянник, А. В.**

О-34 Промышленные тепломассообменные процессы и установки : лаборатор. практикум по одноим. курсу для студентов специальностей 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций» днев. и заоч. форм обучения / А. В. Овсянник, А. В. Шаповалов, Ю. А. Степанишина. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2012. – 27 с.

ISBN 978-985-535-051-5.

Приведены краткие теоретические сведения, описаны экспериментальные установки и порядок выполнения работ по разделам: рекуперативные, смешительные, тепломассообменные аппараты и установки для трансформации теплоты.

Для студентов технических специальностей дневной и заочной форм обучения.

**УДК 536.24+66.045(075.8)**

**ББК 31.39я73**

**ISBN 978-985-535-051-5**

© Овсянник А. В., Шаповалов А. В.,  
Степанишина Ю. А., 2012

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2012

## **Лабораторная работа № 1**

### **Изучение тепловых режимов работы рекуперативного теплообменника**

**Цель работы:** изучение работы рекуперативных теплообменников при различных температурах теплоносителей. Определение коэффициента теплопередачи теплообменников.

#### **Теоретическая часть**

**Рекуперативными** называются теплообменники, в которых теплообмен между теплоносителями происходит через разделяющую их стенку. Они могут работать как в непрерывном, так и в периодическом режимах. Большинство рекуперативных теплообменников работают в непрерывном режиме. В таких теплообменниках поддерживают постоянные во времени расходы, температуры теплоносителей на входе и выходе из аппарата. Изменение параметров теплоносителей происходит только при переходе из одного стационарного режима в другой.

По конструкции и форме поверхности рекуперативные теплообменники разнообразны, они получили широкое применение в промышленных технологических установках.

К рекуперативным теплообменным аппаратам относятся:

- кожухотрубчатые теплообменники;
- секционные теплообменники;
- ламельные теплообменники;
- спиральные теплообменники;
- пластинчатые теплообменники;
- теплообменники с пленочным движением жидкости и т. д.

Кожухотрубчатые теплообменники предназначены для работы с теплоносителями *жидкость–жидкость*, *пар–жидкость*, *газ–жидкость*, *газ–газ* и представляют собой аппараты, выполненные из рядов труб, собранных при помощи решеток в пучок и заключенных в кожух обычно цилиндрической формы. Концы труб для обеспечения плотности их соединения с трубными решетками (досками) развальцовывают, реже припаивают или приваривают к трубным решеткам. Возможно также их закрепление с помощью сальниковых уплотнений.

В кожухотрубчатых теплообменниках промышленных технологических установок, в конденсаторах паровых турбин, водоподогревателях тепловых электростанций и тепловых сетей обычно применяют трубы внутренним диаметром не менее 12 мм (для удобства

чистки поверхностей) и не более 38 мм, так как при увеличении диаметра труб значительно снижается компактность теплообменника и возрастает его металлоемкость. Длина трубного пучка колеблется от 0,9 до 5–6 м. Толщина стенки трубок – от 0,5 до 2,5 мм.

Из-за различия температур греющей и нагреваемой сред кожух и трубы работающего аппарата также имеют различные температуры. Для компенсации напряжений, возникающих в результате различия температурных расширений труб и кожуха, применяют линзовые компенсаторы, *U*- и *W*-образные трубы, трубы Фильда, теплообменники с плавающими камерами и сальниковыми уплотнениями.

Проходное сечение межтрубного пространства кожухотрубного теплообменника превышает проходное сечение труб в 2,5–3 раза. Если теплообмен происходит без изменения фазового состояния теплоносителей, коэффициенты теплоотдачи в межтрубном пространстве из-за более низких скоростей теплоносителя могут быть значительно ниже коэффициентов теплоотдачи в трубах. С целью интенсификации теплообмена увеличивают скорости теплоносителей с низким коэффициентом теплоотдачи, для чего теплообменники по теплоносителю, проходящему в трубах, делают двух-, четырех- и многоходовыми, а в межтрубном пространстве устанавливают сегментные или концентрические поперечные перегородки.

Тепловой конструктивный расчет рекуперативного теплообменника, предназначенного для работы в стационарном режиме, сводят обычно к совместному решению уравнений теплового баланса и теплопередачи. Первое из них можно записать так:

$$Q_1 = Q_2 + Q_{\text{пот}}, \text{ кВт} \quad (1.1)$$

или

$$Q_1 \cdot \eta = Q_2, \quad (1.2)$$

где  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_{\text{пот}}$ ,  $\eta$  – соответственно, количество теплоты, отданной греющим теплоносителем, воспринятой нагреваемым теплоносителем, потери теплоты в окружающую среду, КПД теплообменника.

Второе – уравнение теплопередачи:

$$Q_2 = k \cdot F \cdot \Delta t_{\text{ср}}, \quad (1.3)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, кВт/(м<sup>2</sup> · К);  $F$  – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_{\text{ср}}$  – средняя разность температур между теплоносителями (средний температурный напор), К.

Конкретный вид уравнения теплового баланса зависит от количества участвующих в теплообмене сред, их фазового состояния и происходящих фазовых превращений.

Для двух теплоносителей, не меняющих фазового состояния, уравнение имеет вид:

$$G_1 \cdot c_1 (t_1' - t_1'') \eta = G_2 \cdot c_2 (t_2'' - t_2'), \quad (1.4)$$

где  $G_1$  и  $G_2$  – расходы теплоносителей, кг/с;  $c_1$  и  $c_2$  – удельные теплоемкости теплоносителей, кДж/кг · °С;  $t_1'$ ,  $t_1''$ ,  $t_2'$ ,  $t_2''$  – соответственно, температуры греющего и нагреваемого теплоносителей на входе и выходе из аппарата, °С.

Если один из теплоносителей изменяет фазовое состояние, например, происходит конденсация пара при охлаждении его водой, имеем

$$G_1 (h_1' - h_1'') \eta = G_2 \cdot c_2 (t_2'' - t_2'), \quad (1.5)$$

где  $h_1'$  и  $h_1''$  – энтальпия пара на входе в теплообменник и конденсата на выходе из него, кДж/кг.

При расчете коэффициентов тепло- и массоотдачи существенным является правильное определение или расчет теплофизических свойств теплоносителей. Сведения об этих свойствах и методах их расчета приводятся в справочной и специальной литературе. При использовании табличных значений теплофизические свойства теплоносителей обычно выбирают при средних температурах  $t_1$  и  $t_2$ . В особых случаях способ выбора определяющей температуры специально оговаривают. Среднюю температуру среды с наименьшей разницей между начальной и конечной температурами рассчитывают как среднеарифметическую:

$$t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2}. \quad (1.6)$$

Для второго теплоносителя среднюю температуру рассчитывают как

$$t_2 = t_1 + \Delta t, \quad (1.7)$$

где  $\Delta t$  – средняя разность температур между теплоносителями.

Средний температурный напор в случае теплообмена без изменения фазового состояния теплоносителей при прямотоке и противотоке

рассчитывают как среднелогарифмический между наибольшим и наименьшим напорами:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}. \quad (1.8)$$

Формула (1.8) справедлива также и в случае, если только один из теплоносителей меняет фазовое состояние.

Если меняется фазовое состояние и греющей, и нагреваемой сред, например, при кипении и конденсации, то температурный напор имеет постоянное значение и равен:

$$\Delta t = t_{\text{н1}} - t_{\text{н2}}, \quad (1.9)$$

где  $t_{\text{н1}}$  и  $t_{\text{н2}}$  – температуры насыщения конденсирующегося пара и кипящей жидкости, °С.

### **Выполнение работы и обработка опытных данных**

В настоящей лабораторной работе изучаются режимы работы кожухотрубчатого горизонтального испарителя и конденсатора холодильной установки, принципиальная схема которой показана на рис. 1.1.

В испарителе хладагент подается в трубы, а вода – в межтрубное пространство. В конденсаторе хладагент подается в межтрубное пространство, а вода – в трубы.

Порядок проведения лабораторной работы следующий. Включается холодильная установка и после выхода ее на стационарный (установившийся) режим работы измеряются параметры: давление кипения  $p_0$  хладагента в испарителе, давление конденсации  $p_{\text{к}}$  хладагента в конденсаторе, расход воды  $G_{\text{в}}^{\text{и}}$  в испарителе и расход воды  $G_{\text{в}}^{\text{к}}$  в конденсаторе, температура воды на входе  $t'_{\text{ви}}$  и  $t'_{\text{вк}}$  в испаритель и конденсатор, и на выходе  $t''_{\text{ви}}$  и  $t''_{\text{вк}}$  из испарителя и конденсатора. Все данные заносят в табл. 1.1 для трех режимов. Режимы задает преподаватель. Температура кипения хладагента  $t_0$  и конденсации  $t_{\text{к}}$  определяется по таблицам насыщения для конкретного вида хладагента.

Графики изменения температур теплоносителей в испарителе и конденсаторе представлены на рис. 1.2.

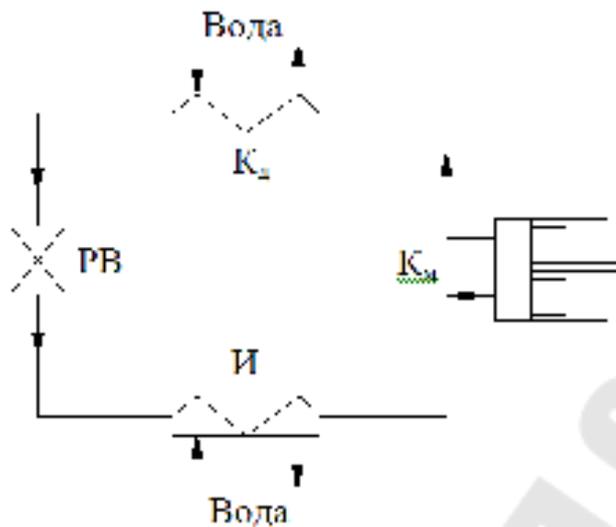


Рис. 1.1. Принципиальная схема компрессионной установки:  
 К<sub>м</sub> – компрессор; К<sub>д</sub> – конденсатор; РВ – регулирующий вентиль;  
 И – испаритель; хладагент – R-22

Таблица 1.1

№ п/п	Испаритель $F_{и} = 1,73 \text{ м}^2$					Конденсатор $F_{к} = 4,48 \text{ м}^2$				
	$G_{в}^{и},$ кг/с	$t'_{ви},$ °C	$t''_{ви},$ °C	$p_0,$ МПа	$t_0,$ °C	$G_{в}^{к},$ кг/с	$t'_{вк},$ °C	$t''_{вк},$ °C	$p_{к},$ МПа	$t_{к},$ °C
1										
2										
3										

1. Определим тепловую нагрузку испарителя и конденсатора:

$$Q_{и} = G_{в}^{и} \cdot c_{в} (t'_{ви} - t''_{ви}), \text{ кВт}; \quad (1.10)$$

$$Q_{к} = G_{в}^{к} \cdot c_{в} (t''_{вк} - t'_{вк}), \text{ кВт}, \quad (1.11)$$

где  $c_{в} = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{°C})$  – удельная теплоемкость воды.

2. Средний температурный напор теплоносителей в испарителе и конденсаторе:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{б} - \Delta t_{м}}{\ln \frac{\Delta t_{б}}{\Delta t_{м}}}, \text{ °C}, \quad (1.12)$$

где  $\Delta t_{б}$  и  $\Delta t_{м}$  – больший и меньший напоры для испарителя и конденсатора, определяются в соответствии со схемой (рис. 1.2).

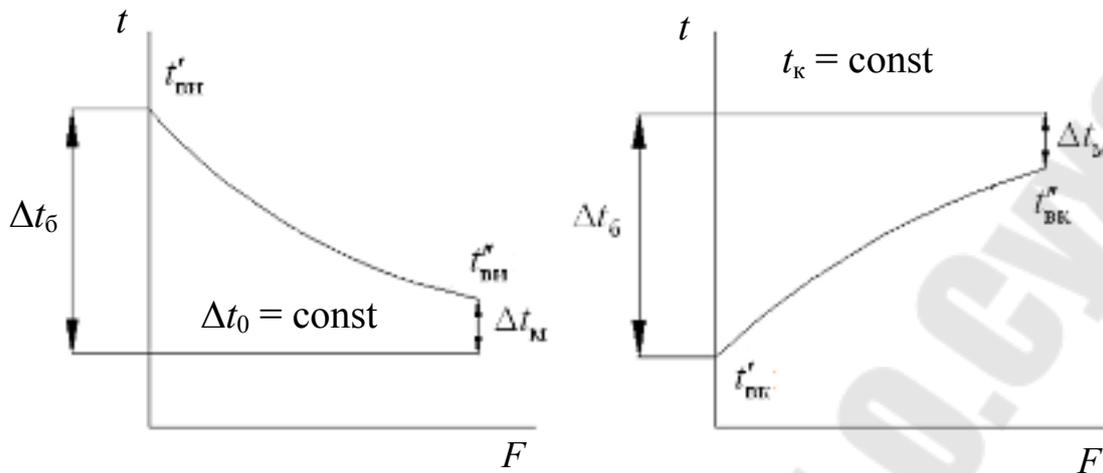


Рис. 1.2. Графики изменения температур теплоносителей в испарителе и конденсаторе

### 3. Расход хладагента через испаритель и конденсатор:

$$D_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{и}}}{h_{\text{и}}'' - h_{\text{вп}}}, \text{ кг/с}; \quad (1.13)$$

$$D_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{к}}}{h_{\text{к}}' - h_{\text{к}}''}, \text{ кг/с}, \quad (1.14)$$

где  $h_{\text{и}}''$  – энтальпия сухого насыщенного пара хладагента после испарителя (определяется по таблице насыщенных паров хладагента по  $t_0$ ,  $h_{\text{и}}'' = h''$ ), кДж/кг;  $h_{\text{вп}}$  – энтальпия влажного пара после дросселирования в регулирующем вентиле (определяется по таблице насыщенных паров хладагента по  $t_{\text{к}}$ ,  $h_{\text{вп}} = h_{\text{к}}''$ ), кДж/кг;  $h_{\text{к}}'$  и  $h_{\text{к}}''$  – энтальпия пара и жидкости при конденсации хладагента (определяется по таблице насыщенных паров хладагента по  $t_{\text{к}}$ ), кДж/кг.

### 4. Коэффициент теплопередачи в испарителе и конденсаторе:

$$k_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{и}}}{F_{\text{и}} \cdot \Delta t_{\text{ср.и}}}, \text{ кВт/м}^2; \quad (1.15)$$

$$k_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{к}}}{F_{\text{к}} \cdot \Delta t_{\text{ср.к}}}, \text{ кВт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}. \quad (1.16)$$

### 5. Мощность, затраченная на сжатие хладагента в компрессоре:

$$W_{\text{к}} = Q_{\text{к}} - Q_{\text{и}}, \text{ кВт}. \quad (1.17)$$

## Контрольные вопросы

1. Классификация рекуперативных теплообменников и их конструкции.
2. Область применения рекуперативных теплообменников.
3. Основные расчетные формулы теплообменников.
4. Уравнение теплового баланса при изменении фазового состояния теплоносителей.
5. Изменение температур теплоносителей в испарителе и конденсаторе.
6. Определение расхода хладагента через испаритель и конденсатор.
7. Определение коэффициента теплопередачи испарителя и конденсатора.

## Лабораторная работа № 2

### Изучение процессов тепло- и массообмена в скруббере

**Цель работы:** изучение процессов тепло- и массообмена в насадочном газожидкостном смесительном теплообменнике (скруббере). Расчет его геометрических характеристик.

### Теоретическая часть

В различных отраслях промышленности широкое применение нашли теплообменные аппараты контактного типа, в которых тепло-массообмен между теплоносителями происходит при их непосредственном смешении (смесительные теплообменники). Аппараты такого типа применяются для утилизации теплоты отходящих газов, для очистки воздуха или газов, в системах кондиционирования воздуха, для выпаривания растворов и т. д.

Преимуществами смесительных теплообменников являются простота конструкции, высокие коэффициенты тепломассообмена, большие объемные расходы газообразного теплоносителя, развитые поверхности контакта фаз и др.

По принципу действия это, как правило, аппараты непрерывного действия.

Единой общепризнанной классификации контактных аппаратов в настоящее время не существует. По своему назначению смесительные

теплообменники можно разделить на кондиционеры, скрубберы полые, насадочные и с псевдооживленной насадкой, барботажные и тарельчатые колонны, трубы Вентури и др.

Полые, или безнасадочные, камеры применяют в системах кондиционирования воздуха для его термовлажностной обработки. Полые скрубберы представляют собой колонны круглого или прямоугольного сечения. Орошающая жидкость подается сверху, дробится на капли механическими форсунками, а обрабатываемый газ со скоростью 0,7–1,5 м/с направляется, как правило, снизу вверх. В таких камерах распыление воды в воздушную среду осуществляется форсунками и контакт между водой и воздухом происходит на поверхности образующихся капель. Они могут работать с полным или частичным испарением орошающей жидкости. Применение полых скрубберов объясняется простотой их конструкции, высокими значениями объемного коэффициента теплопередачи, широким диапазоном регулирования параметров, возможностью работы с загрязненной орошающей водой, большими расходами обрабатываемого газа и т. д.

Насадочные скрубберы представляют собой колонны, заполненные телами различной формы. Насадка из твердого материала предназначена для распределения жидкости по развитой поверхности и тем самым обеспечивает большую поверхность контакта между газом и жидкостью. Газ поступает обычно в нижнюю часть колонны, что позволяет осуществить противоток двух фаз. В качестве насадок широко используются кольца Рашига, «седла» различной конфигурации, деревянные рейки и т. д. На рис. 2.1 изображено несколько типов насадок. Они могут выполняться из керамики, пластмасс, металла и т. д. Важнейшими требованиями к насадке являются: обеспечение большой поверхности контакта фаз, низкий перепад давления в слое, а также равномерное распределение потоков газа и жидкости по сечению аппарата. Преимуществом насадочных аппаратов по сравнению с безнасадочными является большая компактность, однако они обладают и большим гидравлическим сопротивлением. Применение их для очистки газов нецелесообразно, так как насадка может забиваться пылью в процессе работы, в связи с чем эффективность их работы резко падает. Насадочные скрубберы применяют для термовлажностной обработки газов.

В каскадных аппаратах внутри устанавливаются горизонтальные либо наклонные полки, по которым жидкость стекает сверху вниз под действием сил тяжести.

Пенные смесительные теплообменники применяются для очистки газов от плохо смачиваемой пыли. Скорость газа, набегающего на решетку, составляет 2–2,5 м/с. В таких аппаратах подвод газа вверх и слив жидкости вниз осуществляется через одни и те же отверстия в решетках.

В пленочных подогревателях смесительного типа нагревают воду водяным паром до температуры, близкой к температуре насыщения. Такие аппараты конструктивно проще поверхностных теплообменников, компактнее, имеют меньшие габаритно-весовые показатели и большие коэффициенты теплоотдачи.

Скрубберы с псевдоожиженной насадкой работают в режиме «кипящего слоя» и применяются для нагрева жидкостей и охлаждения газов. Интенсификация процесса охлаждения газа достигается за счет увеличения скорости в псевдоожиженном слое до 6 м/с в расчете на свободное сечение аппарата, что приводит к повышению скорости испарения жидкости.

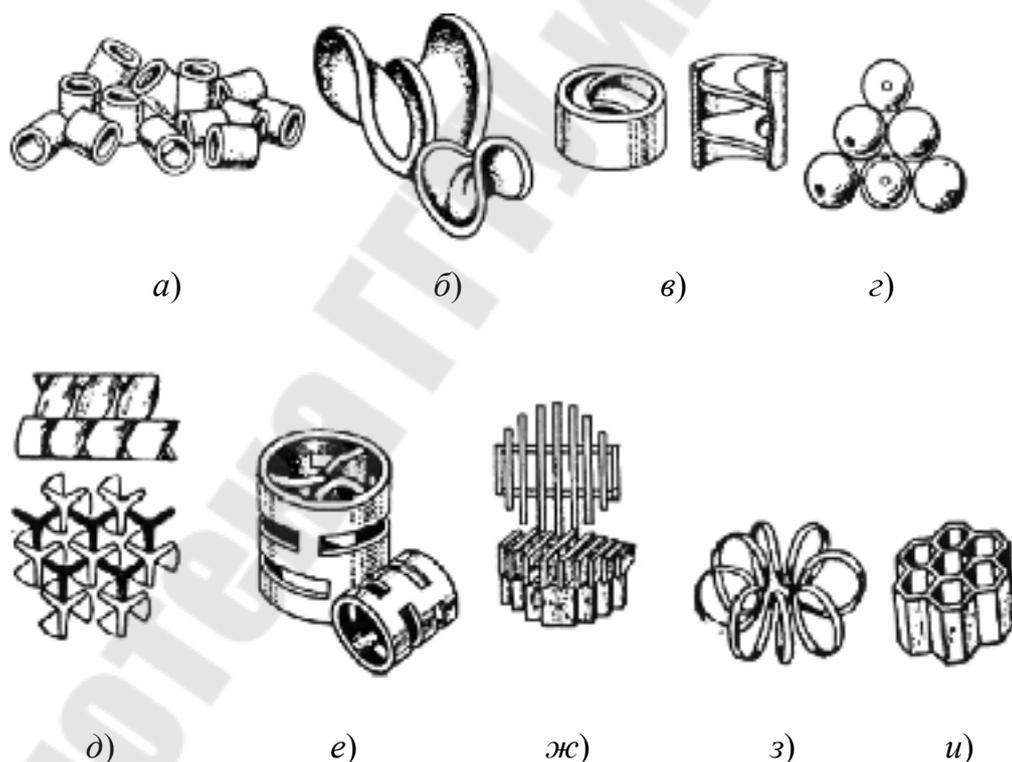


Рис. 3.1. Типы насадок:

- a* – кольца Рашига; *б* – седля Берля; *в* – кольца с перегородками;  
*г* – шары; *д* – пропеллерная насадка; *е* – кольца Палля;  
*ж* – хордовая насадка; *з* – спирали; *и* – керамические блоки

Тарельчатые скрубберы используют для очистки газов. Они могут работать в барботажном и пенном режимах. В первом случае газ проходит через слой жидкости в виде пузырьков, на поверхности которых и происходит осаждение частиц пыли, во втором на скрубберной тарелке имеет место пенообразование и очистка газов от частиц осуществляется поверхностью пены. Так как межфазная поверхность при пенном режиме больше, чем при барботажном, то аппараты, работающие в пенном режиме, более эффективны и находят более широкое применение в промышленности, чем барботажные.

Струйные смесительные теплообменники (скрубберы Вентури) применяются для нагрева воды эжектирующим или эжектируемым паром, для охлаждения газов и для пылеулавливания, обеспечивая низкую остаточную концентрацию пыли. Скрубберы Вентури представляют собой трубу типа конфузор-диффузор, отличающиеся друг от друга способом подвода жидкости. Скорость движения газа может достигать 150 м/с, а скорость капель на выходе из трубы Вентури составляет 0,25–0,45 скорости газа.

В смесительных теплообменниках коэффициент теплопередачи  $k$  и коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  имеют одинаковое значение, поскольку при тепломассообмене между теплоносителями отсутствует разделительная стенка. Расчетные формулы могут выражаться как через  $k$ , так и через  $\alpha$ . Во многих случаях расчет таких аппаратов проводят по объемному коэффициенту теплопередачи  $k_n$  и уравнение теплопередачи при этом будет иметь вид:

$$Q = k_n \cdot V \cdot \Delta t_{cp}, \text{ Вт}, \quad (2.1)$$

где  $k_n$  – объемный коэффициент теплопередачи, отнесенный к 1 м<sup>3</sup> полезного объема аппарата, Вт/(м<sup>3</sup> · К);  $V$  – полезный объем аппарата, м<sup>3</sup>;  $\Delta t_{cp}$  – средняя разность температур теплоносителей, К.

Объемный коэффициент теплопередачи  $k_n$  определяется опытным путем, рекомендуется следующее соотношение:

$$k_n = Z \left( 116,5 + 526 \frac{G_{ж}}{G_r} \right) \cdot \left( 1 + \frac{t_{cp}}{1000} \right), \text{ Вт/м}^3 \cdot \text{К}, \quad (2.2)$$

где  $Z$  – коэффициент, учитывающий направление движения фаз ( $Z = 1$  – прямоток;  $Z = 2$  – противоток);  $G_{ж}$ ,  $G_r$  – массовые расходы

орошающей жидкости и обрабатываемого газа, кг/с;  $t_{cp}$  – средняя по длине скруббера температура газа, К.

Для полых скрубберов  $k_n = 6 \div 8 \text{ Вт/м}^3 \cdot \text{К}$ .

Наиболее распространенной парой теплоносителей является воздух–вода, и поэтому для проведения теплотехнических расчетов построение процессов, протекающих в смесительных теплообменниках с участием влажного воздуха, проводят в  $H, d$ -диаграмме.

Построение процесса обработки воздуха в скруббере строится по ступеням, условно разбивая все его пространства на  $n$  участков по вертикали (рис. 2.2), тем самым разбивая весь перепад энтальпий ( $H_1 - H_2$ ) также на  $n$  участков ( $H_1$  и  $H_2$  – энтальпии влажного воздуха на входе и выходе из скруббера). На диаграмме наносятся: точка  $A$  с начальными параметрами воздуха  $H_1$  и  $t'_1$  и точки  $C$  и  $D$ , соответствующие начальной  $t'_2$  и конечной  $t''_2$  температурами воды и относительной влажности  $\varphi = 100 \%$ . От сечения к сечению происходит изменение параметров воды и влажного воздуха и если взять достаточно большое количество участков, то можно получить плавную кривую процесса тепломассообмена между водой и воздухом.

При противоточной схеме (рис. 2.2) движения воды и воздуха (в данном случае происходит осушка воздуха) изменение энтальпии на каждом участке будет равно  $\Delta H$  и полный перепад энтальпий будет  $n \cdot \Delta H = (H_1 - H_2)$ . Значение энтальпий в каждом сечении можно определить следующим образом: в сечении  $a-a$   $H_a = H_1 - \Delta H$ , в сечении  $b-b$   $H_b = H_1 - 2\Delta H$ , в сечении  $v-v$   $H_v = H_1 - 3\Delta H$  и т. д. В  $i$ -м сечении  $H_i = H_1 - i\Delta H$ .

Для каждого участка скруббера можно записать уравнение теплового баланса в следующем виде:

$$\text{– для сечения } a-a: G \cdot H_1 + W \cdot c_B \cdot t_2^a = G \cdot H_a + W \cdot c_B \cdot t_2'', \quad (2.3)$$

где  $G$  – количество поступающего воздуха, кг/с;  $W$  – количество воды, поступающей в скруббер, кг/с;

$$\text{– для сечения } b-b: G \cdot H_a + W \cdot c_B \cdot t_2^b = G \cdot H_b + W \cdot c_B \cdot t_2^a, \quad (2.4)$$

$$\text{откуда } t_2^a = t_2'' - \frac{G \cdot \Delta H}{W \cdot c_B}. \quad (2.5)$$

$$t_2^b = t_2^a - \frac{G \cdot \Delta H}{W \cdot c_B}. \quad (2.6)$$

Аналогичные уравнения можно составить для последующих участков и определить температуры воды в каждом промежуточном сечении.

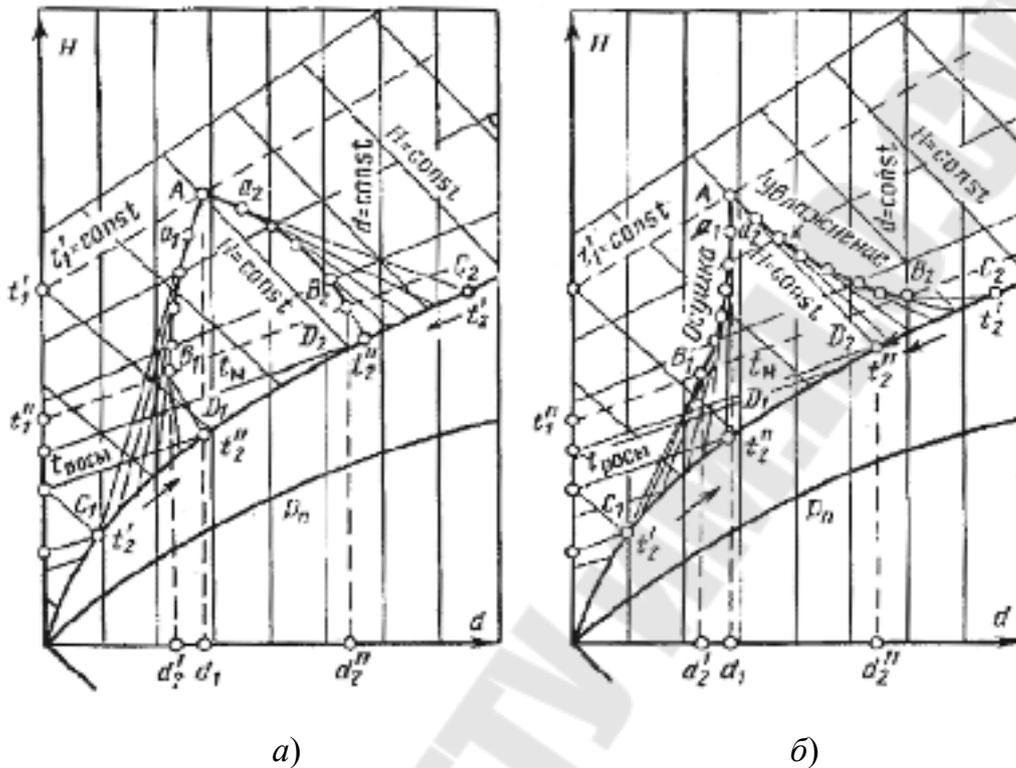


Рис. 2.2. Процессы тепло- и массообмена между воздухом и водой в скруббере:  
 а – при протокте; б – при противотоке

Процесс осушки воздуха при противотоке строится следующим образом. Точка  $A$ , соответствующая начальным параметрам воздуха, соединяется с точкой  $D$ , которая определяет конечные параметры воды и является пересечением изотермы  $t_2''$  и относительной влажности  $\varphi = 100\%$ . Пересечение прямой  $AD$  и линии  $H_a = \text{const}$  даст точку  $a$ , которая соответствует параметрам воздуха в сечении  $a-a$ . Точка  $b$ , характеризующая параметры воздуха в сечении  $b-b$ , является пересечением прямой, соединяющей точку  $a$  и точку пересечения изотермы  $t_2^a$  с  $\varphi = 100\%$  и линии  $H_b = \text{const}$ . Для получения последующих точек процесса осушки воздуха рассуждения аналогичны.

Построение процессов увлажнения воздуха при противотоке и увлажнения (осушки) воздуха при протокте аналогично описанному выше.

Например, для прямоточных схем движения воды и воздуха уравнения для определения температур воздуха в рассматриваемых сечениях будут:

$$t_2^a = t_2' + \frac{G \cdot \Delta H}{W \cdot c_B}; \quad (2.7)$$

$$t_2^b = t_2^{a'} + \frac{G \cdot \Delta H}{W \cdot c_B}. \quad (2.8)$$

Определение температур воздуха в последующих сечениях производится аналогичным способом.

Средняя разность температур в смесительных теплообменниках определяется по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{1}{\sum b / \Delta t_{np}}, \quad (2.9)$$

где  $b$  – отношение изменения температуры воздуха в ступени к полному изменению его температуры в смесительном теплообменнике;  $\Delta t_{np}$  – разность температур воды и воздуха для одной ступени, К.

### Выполнение работы и обработка опытных данных

Экспериментальная установка состоит из вентилятора 1, подающего горячий воздух через насадку 2 скруббера 3. Противотоком подается охлаждающая вода из оросительного устройства 4 с помощью насоса 5. Схема экспериментальной установки представлена на рис. 2.3.

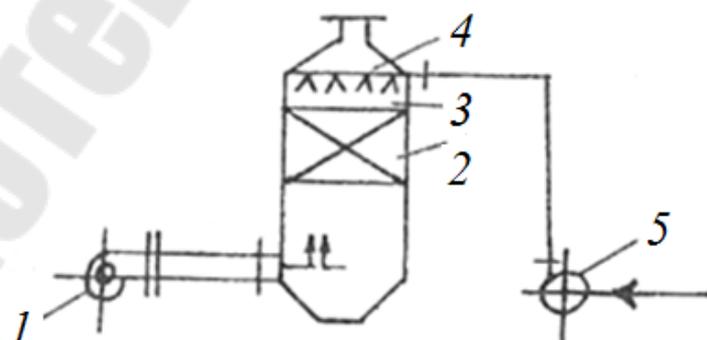


Рис. 2.3. Схема экспериментальной установки

Порядок проведения лабораторной работы следующий. Включается опытная установка и производятся замеры следующих параметров: количество охлаждаемого воздуха  $L$ , начальная температура  $t'$  и относительная влажность  $\varphi'$  воздуха, количество охлаждающей воды  $G_B$ , температура входа воды в скруббер  $t'_B$  и выхода из скруббера  $t''_B$ . Характеристики насадки: коэффициент компактности  $\beta$ , свободный объем  $\nu$ , приведенный диаметр  $d_r$ .

Сводим эти данные в табличную форму (табл. 2 1).

Энтальпия воздуха на входе в скруббер  $H'$  определяется по  $H,d$ -диаграмме.

Таблица 2.1

№ п/п	$L$ , кг/с	$t'$ , °C	$\varphi'$ , %	$H'$ , кДж/кг	$G_B$ , кг/с	$t'_B$ , °C	$t''_B$ , °C	Насадка		
								$\beta$ , м <sup>2</sup> /м <sup>2</sup>	$\nu$ , м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	$d_r$ , м

Порядок расчета:

1. Из уравнения теплового баланса для скруббера определяем энтальпию воздуха на выходе:

$$H'' = H' - \frac{G_B \cdot c_B^p \cdot (t''_B - t'_B)}{L}, \text{ кДж/кг}, \quad (2.10)$$

где  $c_B^p$  – массовая изобарная теплоемкость воды, кДж/кг · °C.

2. Разбиваем насадку скруббера на 10 участков; строим ступенчатый процесс на  $H,d$ -диаграмме (как это было показано ранее), результаты сводим в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Определение средней разности температур между теплоносителями

Номер сечения	$h^i$ , кДж/кг	$t^i$ , °C	$t''_B$ , °C	$\Delta t_{np}^i$ , °C	$b = \frac{\Delta t_{np}^i}{t' - t''}$ ,	$\Delta t = t^i - t''_B$ , °C	$\frac{b \cdot 10^3}{\Delta t}$
1							
2							
3							
4							
5							

Номер сечения	$h^i$ , кДж/кг	$t^i$ , °С	$t_b^i$ , °С	$\Delta t_{np}^i$ , °С	$b = \frac{\Delta t_{np}^i}{t^i - t_b^i}$	$\Delta t = t^i - t_b^i$ , °С	$\frac{b \cdot 10^3}{\Delta t}$
6							
7							
8							
9							
10							

3. Определим значение критерия Архимеда:

$$Ar = \frac{d_{\Gamma}^3 \cdot \rho \cdot \rho_B \cdot g}{\mu^2}, \quad (2.11)$$

где  $\rho$  и  $\rho_B$  – плотности воздуха и воды, соответственно, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  – динамическая вязкость воздуха, Па · с.

4. Критерий Рейнольдса:

$$Re = 0,045 \cdot Ar^{0,57} \left( \frac{L}{G_B} \right)^{0,43}. \quad (2.12)$$

5. Скорость газа в насадочной колонне при работе в режиме начала псевдооживления:

$$u' = \frac{Re \cdot \beta \cdot \mu}{4\rho}, \text{ м/с.} \quad (2.13)$$

6. Принимаем скорость воздуха в свободном сечении  $u = 0,5 \cdot u'$ , м/с.

7. Диаметр скруббера:

$$D = \sqrt{\frac{4L}{\pi \cdot u \cdot \rho}}, \text{ м.} \quad (2.14)$$

8. Определим коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности влажностей:

$$\beta_d = 0,0047 \left( \frac{\rho \cdot u}{\nu} \right)^{0,8} \cdot d_{\Gamma}^{-0,2}, \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}. \quad (2.15)$$

9. Используя соотношение Льюиса, определим коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = c_{\text{возд}}^p \cdot \beta_d, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (2.16)$$

где  $c_{\text{возд}}^p$  – изобарная массовая теплоемкость воздуха, Дж/(кг · К).

10. Необходимая площадь поверхности насадки:

$$F = \frac{Q_{\text{возд}}}{\alpha \cdot \Delta t} = \frac{L \cdot c_{\text{возд}}^p (t' - t'')}{\alpha \cdot \Delta t}, \text{ м}^2. \quad (2.17)$$

11. Объем насадки:

$$V = \frac{F}{\beta}, \text{ м}^3. \quad (2.18)$$

12. Действительный объем насадки определяем с учетом запаса 20 %:

$$V_d = 1,2 \cdot V, \text{ м}^3. \quad (2.19)$$

13. Высота насадки:

$$h = \frac{4V_d}{\pi \cdot D^2}, \text{ м}. \quad (2.20)$$

### Контрольные вопросы

1. Что такое смесительный теплообменник? Преимущества смесительных теплообменников.
2. Классификация смесительных теплообменников.
3. Что собой представляют полые и насадочные скрубберы?
4. Какие бывают типы насадок? Основные требования, предъявляемые к насадкам.
5. Объемный коэффициент теплопередачи. Как он определяется?
6. Уравнение теплового баланса скруббера.
7. Как построить процессы тепло- и массообмена в скруббере между воздухом и водой?
8. Определение среднего температурного напора.
9. Как определить: скорость воздуха, критерии Рейнольдса и Архимеда, коэффициенты массо- и теплоотдачи, геометрические параметры скруббера и насадки.

### Лабораторная работа № 3

## Испытание парокомпрессионной холодильной установки

**Цель работы:** испытать парокомпрессионную одноступенчатую холодильную установку на различных режимах, определить основные ее характеристики и сделать сравнительный анализ ее работы на различных режимах.

### Теоретическая часть

Принципиальная схема парокомпрессионной холодильной установки приведена на рис. 3.1. В установках такого типа процессы протекают в области влажного пара, что позволяет реальные циклы этих установок максимально приблизить к циклу Карно. Цикл одноступенчатой парокомпрессионной установки представлен на рис. 3.2.

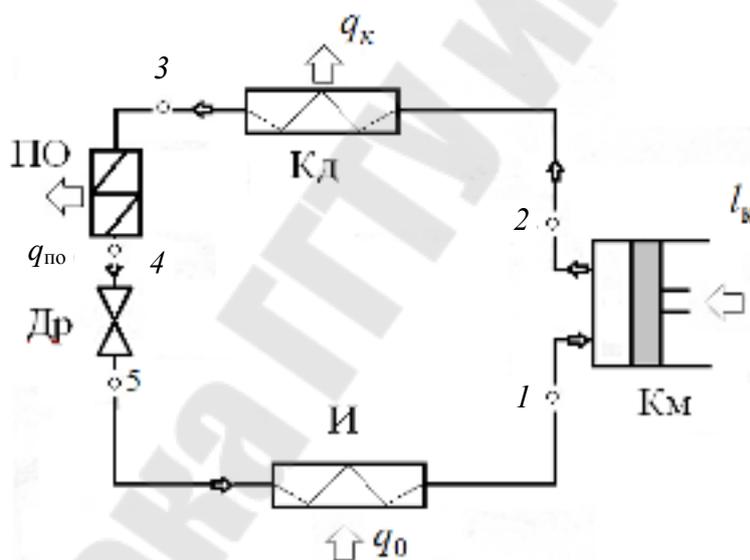


Рис. 3.1. Принципиальная схема парокомпрессионной установки

Пары хладагента в состоянии, характеризуемом точкой 1, поступают в компрессор КМ, где при подводе извне работы  $l_k$  происходит сжатие пара до давления  $p_k$ . В конденсаторе Кд пары охлаждаются до температуры  $t_k$ , а затем при этой температуре происходит их конденсация. В переохладителе ПО жидкость охлаждается до температуры  $t_4$  за счет источника холода с более низкой температурой, чем  $t_k$ . Далее жидкость поступает в дроссель Др, дросселируется с понижением давления с  $p_k$  до  $p_0$  и температуры до  $t_0$ . В состоянии, характеризуемом точ-

кой 5, рабочее тело поступает в испаритель И, в котором к нему подводится теплота  $q_0$  от охлаждаемого объекта, испаряется и пары поступают во всасывающий патрубок компрессора. Параметры цикла в характерных точках легко определить из диаграммы  $T-S$  или  $\lg p-h$ . Отсутствие переохлаждения 3–4 снижает холодопроизводительность установки, так как процесс дросселирования заканчивается в точке 5'.

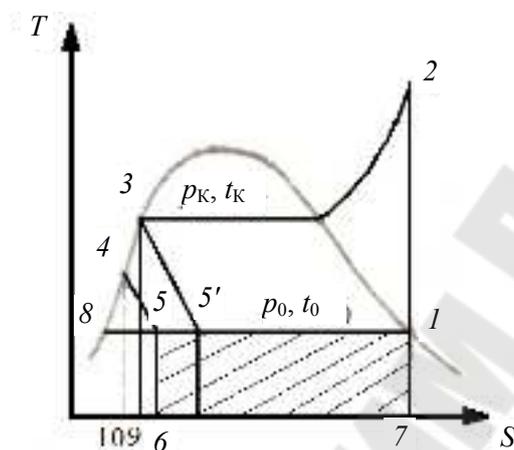


Рис. 3.2. Цикл одноступенчатой парокомпрессионной установки

Основными величинами, характеризующими работу установки, являются удельная массовая холодопроизводительность  $q_0$  и холодильный коэффициент  $\varepsilon$ :

$$q_0 = h_1 - h_5, \text{ кДж/кг}; \quad (3.1)$$

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_k}, \quad (3.2)$$

где  $l_k = h_2 - h_1$  – удельная работа компрессора, кДж/кг.

В реальной установке на характер протекания процессов и показатели установки оказывают влияние потери, вызываемые необратимостью процессов сжатия и теплообмена. Потери от необратимости теплообмена также увеличивают затрату работы в цикле, что в итоге приводит к уменьшению холодильного коэффициента  $\varepsilon$  и КПД установки, которые зависят в основном от температур конденсации  $t_k$  и испарения  $t_0$ . На рис. 3.3 показаны зависимости  $\varepsilon = f(t_k, t_0)$  и эксергетического КПД  $\eta_e = f(t_k, t_0)$ . С повышением  $t_0$  при постоянной  $t_k$  холодильный коэффициент резко возрастает. При фиксированных значениях  $t_0$   $\varepsilon$  растет с уменьшением  $t_k$ . График  $\varepsilon = f(t_k, t_0)$  не дает

информации о предпочтительности того или иного режима установки, так как в числителе выражения для  $\varepsilon$  не учитывается «качество» произведенного холода (с повышением  $t_0$  «качество» холода ухудшается). Напротив, зависимость  $\eta_e = f(t_k, t_0)$  имеет четко выраженный экстремум, позволяющий выбрать оптимальный режим работы установки.

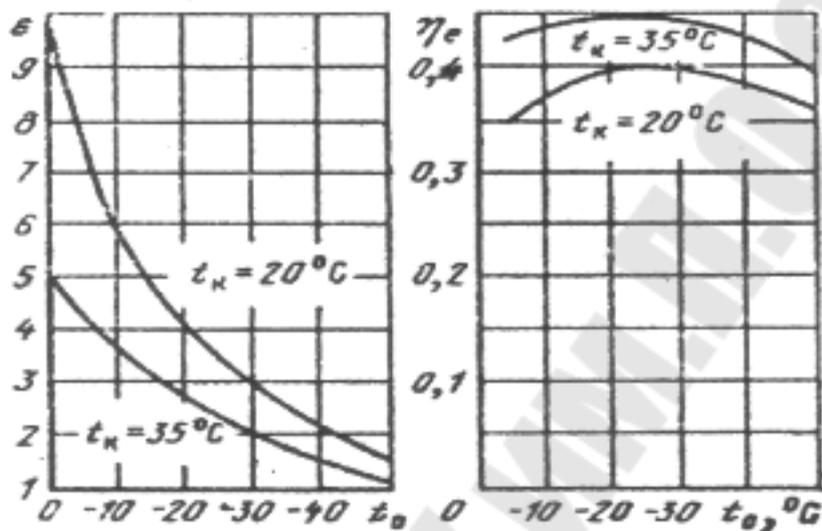


Рис. 3.3. Зависимость холодильного коэффициента и эксергетического КПД от температур конденсации и испарения

Эксергетический КПД установки:

$$\eta_e = \varepsilon \omega_d = \varepsilon \frac{T_0 - T_{o.c}}{T_0}, \quad (3.3)$$

где  $T_0$  – температура кипения хладагента в испарителе, К;  $T_{o.c}$  – температура окружающей среды, К.

### Выполнение работы и обработка опытных данных

Принципиальная схема опытной установки теплового насоса показана на рис. 3.4.

В процессе испытания холодильной установки фиксируются и заносятся в протокол испытаний следующие параметры (табл. 3.1):

- давление в испарителе  $p_0$ ;
- давление в конденсаторе  $p_k$ ;
- температуры входа и выхода воды из испарителя  $t'_{ви}$  и  $t''_{ви}$ ;
- температуры входа и выхода воды из конденсатора  $t'_{вк}$  и  $t''_{вк}$ ;

- расходы воды в испарителе  $G_B^И$  и в конденсаторе  $G_B^K$ ;
  - температура всасывания паров хладагента в компрессор  $t_{вс}$ ;
  - температура хладагента в конце процесса сжатия  $t_{сж}$ ;
  - температура переохлаждения жидкого хладагента  $t_{по}$ .
- Все эти данные определяем для трех режимов.

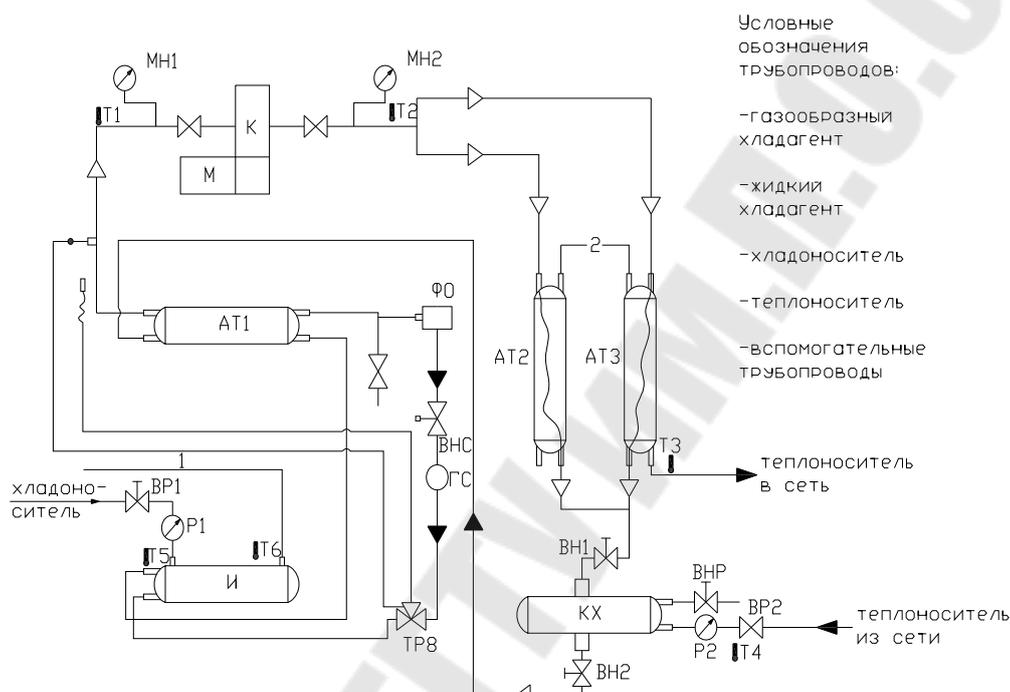


Рис. 3.4. Схема опытной установки теплового насоса

Условные обозначения узлов: АТ1, АТ2, АТ3 – теплообменники регенеративный, поточный, конвективный; ВН1, ВН2 – клапаны запорные сильфонные; КХ – конденсатор; ВНР – термометры; ТРВ – вентиль терморегулирующий; ВНС – вентиль мембранный; ФО – осушитель-фильтр; И – испаритель; М – электродвигатель; К – компрессор; МН1, МН2 – манометры; ВР1, ВР2 – вентили ручной регулировки расхода воды.

Так как в схеме испытываемой холодильной установки имеется регенератор для перегрева паров хладагента перед всасыванием и переохлаждения жидкости после конденсатора, то цикл ее будет иметь некоторые отличия от цикла, представленного на рис. 3.2. Цикл такой холодильной установки представлен на рис. 3.5.

Таблица 3.1

№ п/п	$p_0$	$p_k$	$t'_{ви},$ °C	$t''_{ви},$ °C	$t'_{вк},$ °C	$t''_{вк},$ °C	$G_B^И,$ кг/с	$G_B^К,$ кг/с	$t_{вс},$ °C	$t_{сж},$ °C	$t_{по},$ °C
I											
II											
III											

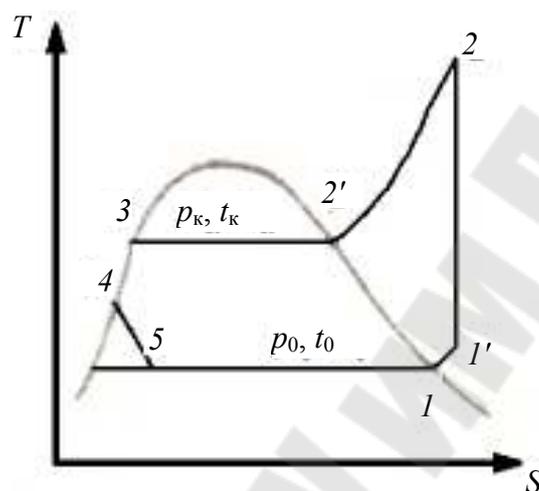


Рис. 3.5. Цикл парокompрессионной установки с перегревом на всасе в компрессор и переохлаждением в переохладителе

Порядок расчета:

1. Удельная массовая холодопроизводительность:

$$q_0 = h_1 - h_5, \text{ кДж/кг.} \quad (3.4)$$

2. Удельная работа компрессора:

$$l_k = h_2 - h_1', \text{ кДж/кг.} \quad (3.5)$$

3. Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = q_0 / l_k. \quad (3.6)$$

4. Тепловая нагрузка конденсатора:

$$Q_k = G_B^К \cdot c_B (t''_{вк} - t'_{вк}), \text{ кВт.} \quad (3.7)$$

5. Тепловая нагрузка испарителя:

$$Q_{и} = G_B^И \cdot c_B (t'_{ви} - t''_{ви}), \text{ кВт.} \quad (3.8)$$

6. Расход хладагента:

$$G = Q_{\text{и}} / q_0, \text{ кг/с.} \quad (3.9)$$

7. Объемная подача компрессора:

$$V_{\text{к}} = G \cdot v'_1, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.10)$$

где  $v'_1$  – удельный объем хладагента в точке 1'.

8. Мощность компрессора в идеальном изэнтропном процессе

$$N_{\text{к}} = G \cdot l_{\text{к}}, \text{ кВт.} \quad (3.11)$$

9. Эксергетический КПД установки:

$$\eta_{\text{е}} = \varepsilon \frac{T_0 - T_{\text{ви}}^{\text{ср}}}{T_0}, \quad (3.12)$$

где  $T_{\text{ви}}^{\text{ср}}$  – средняя температура воды в испарителе, К.

10. Тепловая нагрузка переохладителя:

$$Q_{\text{по}} = G(h_3 - h_4), \text{ кВт.} \quad (3.13)$$

Все полученные в расчетах величины сводим в табл. 3.2.

Таблица 3.2

№ п/п	$q_0$	$l_{\text{к}}$	$\varepsilon$	$\eta_{\text{е}}$	$Q_{\text{к}}$	$Q_{\text{и}}$	$G$	$V_{\text{к}}$	$N_{\text{к}}$	$Q_{\text{по}}$
I										
II										
III										

По полученным данным необходимо построить зависимости:

$$\varepsilon = f(t_{\text{к}}, t_0), \eta_{\text{е}} = f(t_{\text{к}}, t_0).$$

### Контрольные вопросы

1. Принципиальная схема парокompрессионной холодильной установки (ПКХУ).
2. Цикл ПКХУ в  $T,S$ -диаграмме.
3. К чему приводит переохлаждение жидкого хладагента после конденсатора?
4. К чему приводит перегрев пара хладагента перед компрессором?
5. Основные параметры, характеризующие работу ПКХУ.

6. Что такое эксергетический КПД установки?
7. Описать схему опытной установки.
8. Как определяются: удельная массовая холодопроизводительность, удельная работа компрессора, тепловая нагрузка конденсатора и испарителя, расход хладагента массовый и объемный, мощность компрессора, эксергетический КПД?

## Литература

1. Промышленные теплообменные процессы и установки / А. М. Бакластов [и др.]. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 328 с.
2. Бакластов, А. М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплообменных установок / А. М. Бакластов, В. А. Горбенко, П. Г. Удыма. – М. : Энергоатомиздат, 1981. – 336 с.
3. Бакластов, А. М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок / А. М. Бакластов. – М. : Энегия, 1970. – 567 с.
4. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова [и др.]. – Л. : Машиностроение, 1973. – 328 с.
5. Лебедев, Л. Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий / Л. Д. Лебедев, А. А. Щукин. – М. : Энергия, 1970. – 408 с.
6. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справочник / под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 552 с.

## Содержание

<i>Лабораторная работа № 1</i>	
Изучение тепловых режимов работы рекуперативного теплообменника.....	3
<i>Лабораторная работа № 2</i>	
Изучение процессов тепло- и массообмена в скруббере.....	9
<i>Лабораторная работа № 3</i>	
Испытание парокompрессионной холодильной установки.....	19
Литература.....	26

Учебное издание

**Овсянник Анатолий Васильевич  
Шаповалов Александр Валерьевич  
Степанишина Юлия Александровна**

**ПРОМЫШЛЕННЫЕ  
ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ  
ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ**

**Лабораторный практикум  
по одноименному курсу для студентов  
специальностей 1-43 01 05 «Промышленная  
теплоэнергетика» и 1-43 01 07 «Техническая  
эксплуатация энергооборудования организаций»  
дневной и заочной форм обучения**

Редактор *Н. Г. Мансурова*  
Компьютерная верстка *Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 01.02.12.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 1,63. Уч.-изд. л. 1,72.

Тираж 150 экз. Заказ № /48.

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Издательский центр Учреждения образования  
«Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0549424 от 08.04.2009 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48