

ЎЗБЕКИСТОН РЕСПУБЛИКАСИ ОЛИЙ ВА ЎРТА-МАҲСУС  
ТАЪЛИМ ВАЗИРЛИГИ  
“ЎЗБЕКИСТОН ТЕМИР ЙЎЛЛАРИ” АКЦИЯДОРЛИК ЖАМИЯТИ

ТОШКЕНТ ТЕМИР ЙЎЛ МУҲАНДИСЛАРИ ИНСТИТУТИ

*Қўл ёзма ҳуқуқида*

*УДК 621.5.044:621.565:656.223.1*

*Шомуротов Шавкат Қаришевич*

“Йўловчи вагонлари совутиш ускуналаридаги кожух қувурли  
кондесаторларни қўллаш имкониятини таҳлил қилиш”

5А310603 – “Темир йўл транспорти (вагонлар)”

Магистр

академик даражасини олиш учун ёзилган

диссертация

Илмий раҳбар:

т.ф.и., доцент Нигай Р.П.

Тошкент – 2016

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН  
ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКЦИОНЕРНАЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНАЯ  
КОМПАНИЯ «ЎЗБЕКИСТОН ТЕМИР ЙЎЛЛАРИ»  
ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

*На правах рукописи*  
УДК621.5.044:621.565:656.223.1

*Шомуротов Шавкат Қаршиевич*

“Анализ возможности использования кожухотрубных  
конденсаторов в холодильных установках пассажирских вагонов”

5А310603 – Железнодорожный транспорт (вагоны)

Диссертация  
для получения академической степени  
магистра

Научный руководитель:  
к.т.н., доцент Нигай Р.П.

Ташкент – 2016

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКЦИОНЕРНАЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНАЯ  
КОМПАНИЯ «ЎЗБЕКИСТОН ТЕМИР ЙЎЛЛАРИ»

ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

*На правах рукописи*

*УДК 621.791.92:629.4.027.4.*

**Шомуротов Шовкат Каршиевич**

**Анализ возможности использования кожухотрубных  
конденсаторов в холодильных установках пассажирских вагонов.**

**5А310603 – Железнодорожный транспорт (вагоны)**

Диссертация

для получения академической степени

магистра

Научный руководитель:

к.т.н., доцент Нигай Р.П.

Ташкент – 2016

**Введение**

В книге « Мировой финансово-экономический кризис, пути и меры по его преодолению в условиях Узбекистана»: Ислам Каримов отмечает: «..... дальнейшее повышение конкурентоспособности нашей экономики, рост благосостояния населения во многом зависят от того, насколько бережно, экономно мы научимся использовать имеющиеся ресурсы и в первую очередь электро- и энергоресурсы» [1].

В настоящее время искусственный холод является безусловно необходимой для функционирования многих важнейших отраслей промышленности, сельского и транспортного хозяйства. В холодильных установках широко используются теплообменные аппараты различных видов. Конденсатор является одним из них.

Стремление интенсифицировать процессы теплообмена для создания наиболее технологичных в изготовлении и экономичных в эксплуатации теплообменных аппаратов привело, в последние годы, к быстрому росту числа работ по оптимизации теплообменных процессов и совершенствованию устаревших конструкций теплообменников, и изучению различных методов интенсификации теплообмена. Ряд работ посвящён изучению процесса теплообмена при конденсации чистых веществ и смесей жидкостей.

Имеются различные методы интенсификации теплообмена при конденсации: искусственное создание капельной конденсации, создание вибрации поверхности теплообмена, применение накатанных и оребренных труб, воздействие электрического поля, применение наклонного пучка труб.

Рост производства в холодильной отрасли невозможен без оснащения их новыми современными холодильными установками и совершенствования существующих систем. Задача сокращения расхода невозобновляемых энергетических ресурсов, связанная с решением как технико-экономических, так и во всё возрастающей степени экологических проблем становится всё более *актуальной* и для энергоёмкой холодильной техники.

На железных дорогах Узбекистана в пассажирских вагонах применяется круглогодичное неполное кондиционирование воздуха (неполное, потому что нет системы увлажнения воздуха). По источникам энергоснабжения системы кондиционирования бывают с индивидуальным (от подвагонного генератора) и централизованным (от дизель-электростанции) энергоснабжением.

**Актуальность темы.** Исследования и анализ работы систем кондиционирования воздуха в пассажирских вагонах представляет как **научный**, так и широкий **практический интерес**. Для обеспечения экономичной и высокоэффективной работы таких систем необходимо решать вопросы повышения технико-экономических показателей и определения оптимальных вариантов использования того, или иного типа кондиционера в наших климатических условиях.

**Методика исследования включает в себя:**

- Анализ состояния вопроса получения искусственного холода в системах кондиционирования воздуха.
- Анализ систем ныне существующих кондиционеров в железнодорожном пассажирском транспорте.
- Термодинамический анализ цикла работы существующей и предлагаемой системы кондиционеров на хладагенте R134a.
- Определение и сравнение теплоэнергетических показателей работы кондиционеров: холодопроизводительности  $Q_0$ , потребляемой электрической мощности компрессора  $N_{эл}$  и холодильного коэффициента  $\varepsilon$  при работе на хладагенте R134a.

На основании проведённого обзора технической литературы можно сформулировать следующие *задачи исследования*:

1. Определить цикл работы кондиционеров, применяемых в пассажирских вагонах.
2. Рассчитать рабочие процессы выбранных систем кондиционирования.
3. Определить и сопоставить показатели кондиционера МАБ II с воздушным и водяным конденсатором: холодопроизводительность  $Q_0$ , потребляемая электрическая мощность компрессора  $N_{эл}$  и холодильный коэффициент  $\varepsilon$  при работе на хладагенте R134a.

**Объект исследования.** Применяемые в строящихся и эксплуатируемых цельнометаллических пассажирских вагонах системы кондиционирования воздуха можно разделить на МАБ – II.

**Цель работы.** Разработка технических средств для улучшения работы холодильной машины установки кондиционирования воздуха пассажирских вагонов.

**Научная новизна работы.** Произведён аналитический анализ работы кондиционера в различных условиях работы воздушного кондиционера.

**Практическая ценность.** Результаты и рекомендации данной работы могут быть использованы в системах кондиционирования пассажирских вагонов для увеличения их холодопроизводительности и снижения энергопотребления компрессоров.

**Апробация работы.**

**Структура и объем работы.** Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, выводов и предложений, списка использованной литературы.

## **Глава 1. Обзор существующих конструкций конденсаторов транспортных холодильных машин**

### **1.1. Анализ особенностей конструкции конденсаторов транспортных холодильных машин**

В качестве источника искусственного холода в современном подвижном составе используют установки машинного охлаждения с хладоновыми компрессорами. Несмотря на конструктивное совершенство, энергетическую эффективность и хорошие эксплуатационные показатели хладоновых холодильных машин, идет интенсивный поиск новых решений в области холодильной техники для установок подвижного состава, включающий разработку и использование более эффективных и экологически чистых хладагентов, а также создание машин принципиально новых типов.

Охлаждение в кондиционерах железнодорожного пассажирского вагона обеспечивается непрерывной циркуляцией, кипением и конденсацией хладагента в замкнутой системе. Кипение хладагента происходит при низком давлении и низкой температуре, а конденсация - при высоком давлении и высокой температуре. Обе процесса происходят в теплообменных аппаратах.

Главным назначением *теплообменных аппаратов*, является передача теплоты от одной рабочей среды к другой либо через разделительную поверхность, либо при их непосредственном контакте. Теплообменные аппараты, в частности конденсатор и испаритель, являются обязательными элементами паровых холодильных машин; необходимость их применения обусловлена самим принципом работы машины. Конденсаторы, испарители и другие теплообменные аппараты в значительной степени определяют массогабаритные и энергетические показатели холодильных машин. Например, доля испарительно-конденсаторных агрегатов в общей массе холодильных машин составляет 50—70 %.

Велика роль теплообменных аппаратов в величине энергии, потребляемой холодильной машиной. Это обусловлено необратимыми процессами, протекающими в них, а именно передачей теплоты при конечной разности температур между холодильным агентом и внешней средой. Возрастание указанной разности температур, называемой также температурным напором, вызывает повышение температуры конденсации в конденсаторе и понижение температуры кипения в испарителе, что, в свою очередь, приводит к увеличению удельного расхода энергии, т. е. расхода энергии на единицу отводимой от охлаждаемого объекта теплоты.

Кроме указанного термодинамического несовершенства процессов теплопередачи протекание через аппарат рабочих сред связано с затратой энергии на преодоление гидро- или аэродинамического сопротивления. На осуществление циркуляции через аппараты холодильного агента расходуется часть энергии привода компрессора. На обеспечение

движения жидких и газообразных теплоносителей с нужной скоростью потребляется энергия привода насосов, вентиляторов. Очевидно, эти энергетические затраты должны учитываться при определении удельного расхода энергии.

Таким образом, теплообменные аппараты существенно влияют на первоначальную стоимость холодильной машины и на расход энергии в процессе ее эксплуатации. Отсюда вытекают те специальные требования, которым должен удовлетворять аппарат в соответствии с его назначением и особенностями протекающих в нем процессов. Вместе с тем, можно выделить определенные общие требования, которые являются исходными при разработке новых и совершенствовании существующих конструкций теплообменных аппаратов. К ним относятся: высокая интенсивность теплопередачи, малое гидродинамическое сопротивление, простота конструкции, технологичность изготовления и дешевизна материалов, компактность и малая масса, удобство монтажа и ремонта, надежность, соответствие требованиям охраны труда, соответствие современному технологическому и эстетическому требованиям.

Теплообменные аппараты обеспечивают возможность реализации цикла холодильной машины, т.е. отвод тепла из охлаждаемого помещения и передачу его окружающей среде. Эти агрегаты должны быть простыми и компактными по конструкции, удобными в эксплуатации и ремонте, иметь высокий коэффициент теплопередачи, малое гидравлическое и аэродинамическое сопротивление, большой моторесурс.

В вагонах применяются различные теплообменные аппараты и устройства: конденсаторы, испарители-воздухоохладители, регенераторы.

В них осуществляются разнообразные по характеру процессы передачи тепла: способами теплопроводности, свободной и вынужденной конвекции, теплопередачи при конденсации и испарении хладагента и др. В теплообменных аппаратах холодильной установки главную роль играют два вида теплообмена — теплопроводность и конвекция. Лучистым теплообменом пренебрегают из-за сравнительно низких уровней и перепадов температур. В теплообменниках тепло передается от более теплой среды к более холодной через разделяющую поверхность.

В холодильных установках вагонов используются четыре основных вида теплопередающих поверхностей: плоская стенка (рис. 1.1, *а*), цилиндрическая труба гладкая (рис. 1.1, *б*) и оребренная с круглыми или прямоугольными ребрами (рис. 1.1, *в* и *г*). Отдельные виды теплообмена в аппаратах сочетаются друг с другом. Так, в испарителе тепло от воздуха передается внешней поверхности труб путем конвекционного теплообмена.

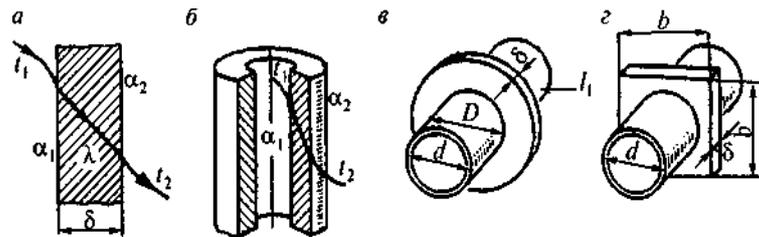


Рис. 1.1. Виды и параметры теплопередающих поверхностей

Через стенку трубы от внешней ее поверхности к внутренней тепло передается только теплопроводностью. И, наконец, от внутренней поверхности труб испарителя тепло передается кипящему хладагенту конвекцией. Таким образом, в теплообменном аппарате осуществляется сложный процесс, представляющий собой сочетание отдельных простых видов теплообмена. В целом такой процесс переноса тепла от теплой среды к холодной через разделяющую их стенку называют процессом теплопередачи.

Роль теплообменных аппаратов в обеспечении требуемых энергетических и технико-экономических показателей, а также эксплуатационных характеристик холодильных машин исключительно велика. Это связано как с местом расположения теплообменных аппаратов в схеме машины, так и со спецификой их работы, определяющей габаритные размеры, массу и

затраты. В современных паровых холодильных машинах габаритные размеры и масса основных теплообменных аппаратов (конденсатора и испарителя) обычно составляют больше половины соответствующих показателей машины в целом, а их стоимость доходит до 50 % стоимости машины.

Особенность работы и конструкции теплообменных аппаратов холодильных машин определяет необходимость снижения потерь от внешней необратимости холодильного цикла, что приводит к малым температурным напорам. Последнее обуславливает невысокие плотности теплового потока, т.е. большие теплопередающие поверхности. Условия работы теплообменных аппаратов часто усложняются тем, что процесс теплопередачи в них проходит при переменных температурах. На конструкцию теплообменных аппаратов для холодильных установок влияет использование в качестве теплоносителя воздуха. Для повышения эффективности теплоотдачи со стороны охлаждающего воздуха аппараты таких установок выполняют с развитым оребрением теплопередающей поверхности.

Ограничения габаритных размеров и массы теплообменных аппаратов вызывают необходимость поиска наиболее совершенных конструктивных форм таких аппаратов и интенсификации процессов теплоотдачи. Основные направления интенсификации процессов теплоотдачи: уменьшение проходных сечений с обеспечением оптимальных скоростей движения теплоносителей, турбулизация потока. Мероприятия по интенсификации процессов теплоотдачи следует осуществлять исходя из условия повышения эффективности холодильной машины в целом.

Известно, что для транспортных холодильных машин используется теплообменные аппараты воздушного типа (воздухоохладители и воздушные конденсаторы) это обусловлено тем, что:

- во первых, воздушная система более прост и удобен в эксплуатации.
- во вторых, сама по себе воздушная система позволяет с высокой точностью осуществлять поддержание температуры, влажности и чистоты воздуха в охлаждаемом помещении при использовании современных электронных приборов и оборудования.
- в третьих, благодаря отсутствию промежуточного хладоносителя требуемого температура воздуха в охлаждаемом помещении создается при более высокой температуре кипение, что обеспечивает снижение расхода электроэнергии и увеличение холодопроизводительности машины, увеличивает продолжительность работы компрессора. Уменьшается металлоемкость системы. Кроме того, воздушной системе характерно малая инерционность, обеспечивающий дополнительное снижение энергозатрат за счёт точности поддержания температуры воздуха.

В холодильных машинах транспортных установок используют конденсаторы воздушного охлаждения трубного или змеевикового типа с принудительным движением охлаждающего воздуха в межтрубном пространстве. Поверхность теплообмена в таких конденсаторах образуют трубки малого диаметра с развитым наружным оребрением. Ребра могут быть круглыми или спиральными, а также листовыми в виде сплошных прямоугольных пластин. Степень оребрения труб конденсатора, т.е. отношение площади оребренной поверхности теплоотдачи к поверхности труб, на которой выполнено оребрение, при спиральных или плоских ребрах может доходить до 20.

Трубы и ребра изготавливают из стали, алюминия, меди, латуни. Ребра выполняют накаткой или плотной насадкой с последующей припайкой. Для уменьшения коррозии стальные трубы и их ребра оцинковывают.

Повысить эффективность конденсаторов можно путем увеличения компактности теплообменных поверхностей, применения труб плоскооальной формы, пластинчатых поверхностей, а также интенсификации процесса теплоотдачи турбулизацией потока охлаждающего воздуха и хладагента.

В транспортных установках с воздушным охлаждением конденсаторов заметно увеличивается в летнее время расход энергии на вырабатывание холода, так как возрастающее давление конденсации требует увеличения энергозатрат на привод компрессора.

При воздушном охлаждении возникают трудности, связанные с различной возможностью теплосъема с одной и той же поверхности конденсатора летом и зимой. В

холодное время года значительно снижается давление конденсации хладагента за счёт чего существенно повышать холодопроизводительность в этот период практически не требуется. При уменьшении перепада давлений нарушится действие дроссельных регулирующих органов.

Для обеспечения устойчивой работы установки приходится стабилизировать нижний предел давления конденсации хладагента  $P_k$  независимо от температуры наружного воздуха. Такую стабилизацию можно осуществлять на стороне воздуха или на стороне хладагента. В первом случае — уменьшением объема и скорости проходящего воздуха (отключением части вентиляторов, изменением угла поворота их лопастей, подмешиванием теплого воздуха), во втором — сокращением активной поверхности конденсации, отключением части конденсаторов, частичным искусственным затоплением жидким хладагентом внутренней поверхности конденсатора.

#### **Конструкции конденсаторов холодильных машин.**

Хладоновые конденсаторы для малых и средних холодильных машин по конструкции однотипны. Аппарат состоит из одной или нескольких секций, соединенных последовательно калачами или параллельно - коллекторами. Секция представляет собой плоский оребренный змеевик из медных или стальных труб диаметром от 10 до 30 мм. Ребра стальные или алюминиевые, обычно прямоугольной формы. Шаг ребер не менее 3,6 мм, в противном случае происходит быстрое загрязнение теплопередающей поверхности.

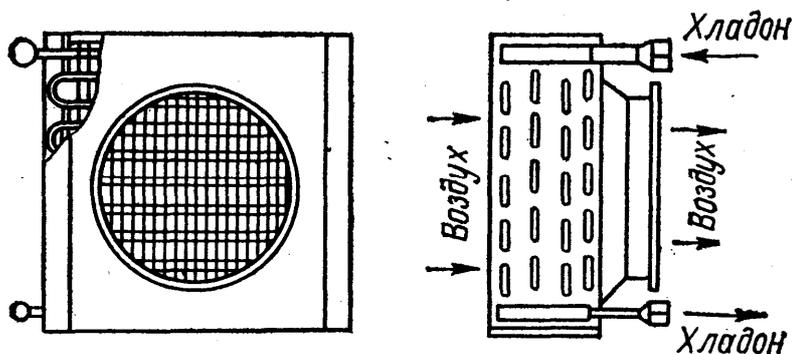


Рисунок 1.2. Воздушный конденсатор с принудительным движением воздуха.

Пар хладона подводится сверху к первой секции или к паровому коллектору, жидкость отводится снизу из последней секции или жидкостного коллектора. Конденсаторы хладоновых холодильных машин с воздушным охлаждением состоят из ряда трубчатых ребристых элементов, в которых конденсируются пары хладагента. Охлаждающий воздух подается двумя вентиляторами, расположенными на торцевой стороне конденсатора, или одним вентилятором.

Типичный воздушный конденсатор может состоять из нескольких секций, закрепленных на алюминиевой раме 3 (рис. 1.3). Крайние секции 5 и 7 имеют по четыре ряда вертикальных оребренных медных труб наружным диаметром 15 мм, в средней секции 6 — три ряда. С лицевой стороны конденсатора трубы каждого вертикального ряда секций последовательно соединены в змеевики калачами 1. Входной газовый коллектор 2 является распределительным для верхнего горизонтального ряда труб. Пары хладагента подаются от компрессора через фланцевую трубу 4. К торцу газового коллектора подсоединена трубка прессостата, управляющего включением и отключением вентиляторов охлаждения.

Нижний жидкостный коллектор 8 объединяет нижний ряд труб конденсатора и имеет патрубков 9 для отвода жидкого хладагента в ресивер.

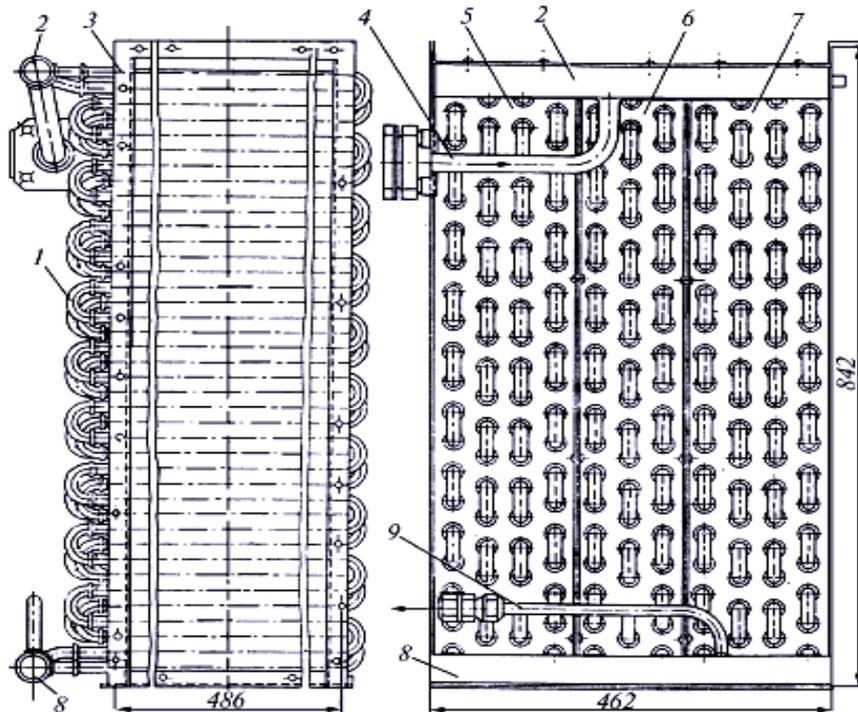


Рисунок 1.3. Воздушный конденсатор.

Обдув конденсатора осуществляется осевым вентилятором, обеспечивающим подачу воздуха.

## 1.2. Теплопередающие характеристики различных конструкции конденсаторов холодильных машин

Один из важных теплотехнических характеристик теплообменных аппаратов является коэффициент теплопередачи  $k$  [6]. Его величина зависит от коэффициентов теплоотдачи сред и от термического сопротивления стенки теплопередающей поверхности и загрязнений. При прочих равных условиях численное значение коэффициента теплопередачи зависит от того, к какой поверхности его относят. На величине теплового потока  $Q$  выбор расчетной поверхности не сказывается, так как во всех случаях произведение  $k F$  в уравнении теплопередачи (1.1) остается одинаковым.

$$Q = k F \theta_t, \quad (1.1)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт / (м<sup>2</sup>к);

$F$  – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;

$\theta_t$  – средняя логарифмическая разность температур, °С.

В теплообменных аппаратах трубчатого типа из – за небольшой толщины стенки трубы коэффициент теплопередачи принято рассчитывать так же, как и в аппаратах с плоской поверхностью теплообмена, – по формуле для плоской стенки. При этом коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности теплообмена  $F_n$  (со стороны среды с коэффициентом теплоотдачи  $\alpha_n$ ), можно определить по уравнению,

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{F_n}{F_{ct}} \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{вн}} \frac{F_n}{F_{вн}}}, \quad (1.2)$$

а коэффициент теплопередачи, отнесенный к площади внутренней поверхности  $F_{вн}$  (со стороны среды с коэффициентом теплоотдачи  $\alpha_{вн}$ ),

$$k_{вн} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} \frac{F_{вн}}{F_n} + \frac{F_{вн}}{F_{ст}} \sum \frac{\alpha_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{вн}}}, \quad (1.3)$$

где  $\alpha_n$  отнесен к площади поверхности  $F_n$ ,  $\alpha_{вн}$  – поверхности  $F_{вн}$ , термические сопротивления стенки аппарата и загрязнений  $\sum \delta_i / \lambda_i$  отнесены к площади поверхности  $F_{ст}$ , которая может быть равной  $F_n$ ,  $F_{вн}$  или  $F_{ср} = 0,5(F_n + F_{вн})$ . Если  $F_n$  и  $F_{вн}$  намного отличаются друг от друга, а загрязнения имеются с обеих сторон стенки аппарата, то в уравнениях для  $k$  должно быть два слагаемых, учитывающих эти сопротивления и различие площадей поверхностей, на которых они отлагаются.

Очевидно, что  $k_{вн} = k_n (F_n / F_{вн})$  и что уравнение теплопередачи с учетом выражений (2.2) и (2.3) можно записать в виде

$$Q = k_n \Theta_m F_n = k_{вн} \Theta_m F_{вн}. \quad (1.4)$$

Для аппаратов с  $F_n = F_{вн}$  уравнения (1.2) и (1.3) переходят в формулу для теплопередачи через плоскую стенку и поэтому  $k_n = k_{вн}$ . Для аппаратов с оребренными трубами коэффициенты теплопередачи, относительно к гладкой и оребренной поверхности могут различаться в несколько раз.

Формулы (1.2) и (1.3) применимы для расчета гладкотрубных аппаратов (в этом случае  $F_n / F_{вн} = d_n / d_{вн}$ ), а также оребренных при идеальном контакте ребер с основной стенкой аппарата (плоской или трубчатой) и одинаковой температуре всей поверхности ребра. Ко второму случаю относятся, например – фреоновые конденсаторы и испарители с накатанными ребрами. В воздухоохладителях и воздушных конденсаторах ребра имеют малую толщину и сравнительно большую высоту. Кроме того, контакт между ребрами и поверхностью трубы неидеальный и потому возникает контактное термическое сопротивление. В тепловом расчете этих и аналогичных им аппаратов при определении коэффициента теплопередачи приходится учитывать эффективность ребра  $E_p = \Theta_p / \Theta_o$  или эффективность всей оребренной поверхности и определяется таким образом  $E = \Theta_{op} / \Theta_{тр}$  ( $\Theta_p$  – средний по высоте ребра температурный напор между поверхностью ребра и окружающей его средой;  $\Theta_o$  – температурный напор между основанием ребра и средой;  $\Theta_{тр}$  – то же между поверхностью трубы и средой;  $\Theta_{op}$  – то же между общей поверхностью труб и ребер и средой).

Важной конструктивной характеристикой аппарата, влияющей на его производительность и, в частности, на величину  $k$ , является коэффициентом оребрения  $\beta$ , представляющий отношение большой площади поверхности теплообмена к меньшей. При оребрении наружной поверхности аппарата  $\beta = F_n / F_{вн}$ , при оребрении внутренней  $\beta = F_{вн} / F_n$ . Величину  $\beta$  находят конструктивным и геометрическим параметром оребрения, принятым в начале расчета. Для характеристики увеличения оребренной поверхности по сравнению с основной (гладкой поверхность трубы, несущей ребра в трубчатых аппаратах или пластин в пластинчатых – ребристых) служит степень оребрения  $\varphi = F_{op} / F_o$ , представляющая отношение площади оребрения поверхности ( $F_{op}$ ) к неоребренной ( $F_o$ ) [35].

Для стенки аппарата, оребренной снаружи и внутри, характерны две степени оребрения; наружная  $\varphi_n = F_n / F_{o,n}$  и внутренняя  $\varphi_{вн} = F_{вн} / F_{o,вн}$ , где  $F_{o,n}$  и  $F_{o,вн}$  – площади наружной и внутренней поверхности стенки аппарата (без ребер). Для трубчатых аппаратов  $F_{o,n} / F_{o,вн} = d_n / d_{вн}$ . Очевидно, что  $\beta = F_n / F_{вн} = (\varphi_n / \varphi_{вн})(d_n / d_{вн})$  или  $\beta = F_{вн} / F_n = (\varphi_{вн} / \varphi_n)(d_{вн} / d_n)$  в зависимости от того, с какой стороны оребрение больше.

С учетом введенных понятий и обозначений коэффициент теплопередачи аппарата, оребренного с наружной и внутренней сторон, можно вычислить по уравнениям;

$$k_n = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_n E_n} + R_{cm} \frac{F_n}{F_{cm}} + \frac{1}{\alpha_{вн} E_{вн}} \cdot \frac{F_n}{F_{вн}} \right); \quad (1.5)$$

$$k_{вн} = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_n E_n} \cdot \frac{F_{вн}}{F_n} + R_{cm} \frac{F_{вн}}{F_{cm}} + \frac{1}{\alpha_{вн} E_{вн}} \right); \quad (1.6)$$

где  $k_n, k_{вн}$  отнесены соответственно к полной наружной или полной внутренней поверхности аппарата;  $E_n$  и  $E_{вн}$  – коэффициенты эффективности наружной и внутренней поверхностей;  $R_{ст} = R_{тр} + R_{загр}$  – термическое сопротивление стенки трубы ( $R_{тр}$ ) различных загрязнений ( $R_{загр}$ ).

Уравнения (1.5) и (1.6) для конкретных аппаратов могут быть упрощены. В гладкотрубных аппаратах  $E_n = E_{вн} = 1$ , а  $F_n / F_{вн} = F_{o,n} / F_{o,вн} = d_n / d_{вн}$ . В аппаратах с накатом оребрением так же можно принимать  $E_n = E_{вн} = 1$ . В аппаратах воздушного охлаждения, где обычно применяют наружное оребрение,  $\varphi_{вн} = 1, E_{вн} = 1, F_n / F_{вн} = \beta$ . В холодильных аппаратах в качестве расчетной поверхности, к которой относят коэффициент теплопередачи, обычно принимают поверхность со стороны тепло – или хладоносителя. В воздушных аппаратах – это наружная оребренная поверхность ( $F_n$ ), в кожухотрубных конденсаторах и испарителях – внутренняя поверхность труб ( $F_{вн}$ ).

Если известны тепловой поток  $Q$ , расход среды  $G$  и начальная ее температура, то конечная температура легко может быть найдена из уравнения

$$t_2 = t_1 + [Q / (G_{cp})] = t_1 \pm (Q / W), \quad (1.7)$$

где знак «+» относится к холодной среде, а «-» к теплой среде. Если величина теплового потока неизвестна, а известными являются начальные температуры обеих сред, то конечную температуру любой среды можно найти с помощью так называемого коэффициента полезного действия (КПД) теплообменника  $\eta$ , представляющего собой отношение действительно полученного изменения температуры среды к максимально возможному:

$$\eta = \Delta t / (t_{T_1} - t_{x_1}). \quad (1.8)$$

Из этого уравнение получают выражение конечной температуры среды.

$$t_2 = t_1 \pm \eta \cdot (t_{T_1} - t_{x_1}). \quad (1.9)$$

Для сред, движущихся в аппарате противотоком, КПД аппарата может быть выражен следующей формулой, пригодной как для теплой, так и для холодной среды:

$$\eta_{T(x)} = \frac{1 - \exp \left[ - \frac{kF}{W_{T(x)}} \left( 1 - \frac{W_{T(x)}}{W_{X(T)}} \right) \right]}{1 - \frac{W_{T(x)}}{W_{X(T)}} \exp \left[ - \frac{kF}{W_{T(x)}} \left( 1 - \frac{W_{T(x)}}{W_{X(T)}} \right) \right]}. \quad (1.10)$$

В конденсаторе изменяет температуру холодная среда (вода, воздух), температура теплой – (конденсирующегося хладагента) остается постоянно ( $t_T = t_K$ ),  $W_T = \infty$ . Выражение для  $\eta$  в этом случае будет:

$$\eta_K = 1 - \exp(-kF / W\omega). \quad (1.11)$$

Индекс и относится к конденсатору,  $\omega$  – к воде или воздуху.

С помощью КПД аппарата можно вычислить тепловой поток в нем и площадь теплопередающей поверхности, не вычисляя средний напор между средами. Из уравнения теплового баланса и (1.8) следует:

$$Q = W \eta (t_{T1} - t_{x1}). \quad (1.12)$$

Для определения площади теплопередающей поверхности  $F$  в уравнения (1.12) вносим выражение для  $\eta$  из уравнения (1.10) или (1.11) и решаем его относительно  $F$ . В результате получаем

$$F = \frac{W}{k} \ln \left[ 1 - \frac{Q}{W(t_{T1} - t_{x1})} \right]. \quad (1.13)$$

Для конденсатора здесь надо подставлять разности между температурой конденсации  $t_k$  и начальной температурой охлаждающей воды или воздуха  $t_{\omega 1}$ .

### 1.3. Выводы по первой главе

Главным назначением теплообменных аппаратов, является передача теплоты от одной рабочей среды к другой либо через разделительную поверхность, либо при их непосредственном контакте. Теплообменные аппараты, в частности конденсатор и испаритель, являются обязательными элементами паровых холодильных машин; необходимость их применения обусловлена самим принципом работы машины.

В холодильных машинах транспортных установок используют конденсаторы воздушного охлаждения трубного или змеевикового типа с принудительным движением охлаждающего воздуха в межтрубном пространстве. Поверхность теплообмена в таких конденсаторах образуют трубки малого диаметра с развитым наружным оребрением.

При тепловом расчёте теплообменных аппаратов используется уравнение теплопередачи. Численное значение коэффициента теплопередачи зависит от того, к какой поверхности его относят. В теплообменных аппаратах трубчатого типа коэффициент теплопередачи можно отнести к наружной  $F_n$  или к внутренней  $F_{вн}$  поверхности теплообмена.

Важной конструктивной характеристикой аппарата, влияющей на его производительность и, в частности, на величину  $k$ , является коэффициентом оребрения  $\beta$ , представляющий отношение большой площади поверхности теплообмена к меньшей.

Коэффициент полезного действия (КПД) теплообменника  $\eta$ , представляет собой отношение действительно полученного изменения температуры среды к максимально возможному  $\eta = \Delta t / (t_{T1} - t_{x1})$ .

## Глава 2. Исследования по улучшению теплопередающей способности конденсаторов холодильных машин

### 2.1. Основные факторы влияющие на теплообменные процессы в конденсаторах холодильных машин

Основным фактором, влияющий на теплообменные процессы в конденсаторах, является тепловое сопротивление. В воздушных конденсаторах основное тепловое сопротивление сосредоточено, как правило, на стороны воздуха [16].

Основной составляющей термического сопротивления в конденсаторах является плёнка конденсата [17]. Разрушив эту плёнку или уменьшив её толщину можно существенно снизить термическое сопротивление. Интенсификация процесса конденсации является наиболее приемлемой при использовании сил поверхностного натяжения.

Одной из первых работ по исследованию различных форм оребрения теплообменной поверхности является работа [18]. Градиент давления в плёнке будет способствовать стягиванию конденсата во впадины и стеканию по ним, что приведёт к перераспределению конденсата по поверхности. Тогда на большей части гребня останется тонкая плёнка, в пределах которой сопротивление теплопередаче значительно снизится, в результате чего  $\bar{\alpha}$  для всей поверхности станет более высоким. Принимая допущение о постоянстве толщины плёнки на гребне, автор [18] приводит следующее выражение, для расчёта толщины плёнки  $\delta$  :

$$\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_i} = \frac{3 \mu \cdot \lambda \cdot \Delta T \cdot S^2}{2 \rho \cdot r \cdot \sigma \cdot \delta^4} \quad (1.38)$$

где  $S$  – длина пути конденсата от вершины гребня до впадины;  
 $R_0$  – радиус кривизны плёнки на гребне, принятый равным радиусу профиля трубы;  
 $R_i$  – текущий радиус кривизны.

*Влияние неконденсирующихся газов.* В конденсаторах холодильных машин процесс конденсации пара холодильного агента происходит, как правило, в присутствии неконденсирующихся примесей, главным образом воздуха. Влияние примесей в большей степени проявляется в области малых значений плотностей теплового потока. На рис. 2.1 показана зависимость относительного снижения коэффициента теплоотдачи аммиака и хладона R12 от объемной концентрации воздуха  $\tau$  при  $q_F = 4650 \text{ Вт/м}^2$ .

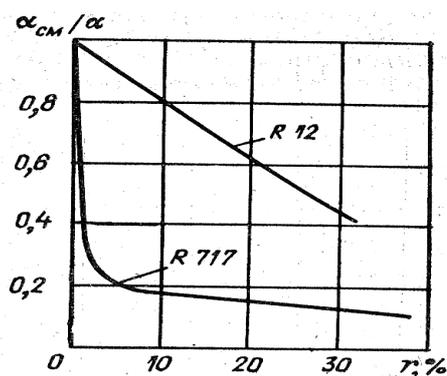


Рис. 2.1. Относительное снижение коэффициентов теплоотдачи при конденсации паров аммиака и R12 в зависимости от объемной концентрации в них воздуха.

Из рисунка видно, что даже незначительное количество воздуха в парах аммиака приводит к значительному снижению коэффициента теплоотдачи. Например, присутствие воздуха в количестве 2,5% вызывает уменьшение  $\alpha$  более чем в 4 раза.

Из сказанного следует вывод о необходимости тщательного удаления воздуха из системы холодильной машины в процессе ее эксплуатации.

## 2.2. Исследования влияния различных факторов на коэффициент теплопередачи в конденсаторах холодильных машин

Расчетные зависимости для коэффициентов теплоотдачи необходимо выбирать в зависимости от условий протекания процесса конденсации в аппарате того или иного типа. Для аппаратов существующих конструкций можно выделить следующие условия конденсации:

- 1) на пучках гладких или оребренных горизонтальных труб;
- 2) на пучках вертикальных гладких труб;
- 3) внутри вертикальных или горизонтальных труб и каналов;
- 4) внутри шланговых, змеевиков;
- 5) в присутствии неконденсирующихся газов.

В основе всех расчетных зависимостей для коэффициента теплоотдачи лежит формула Нуссельта, полученная аналитическим путем для пленочной конденсации неподвижного пара на поверхности вертикальной и горизонтальной стенки,

$$\alpha_N = C^4 \sqrt[4]{\frac{r \rho^2 \lambda^3 g}{\mu \theta_a l}} \quad (2.1)$$

где  $C$  — коэффициент, равный 0,72 для горизонтальной и 0,943 для вертикальной поверхностей;  $r$  — теплота парообразования, Дж/кг;  $\rho$  — плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda$  — теплопроводность, Вт/(м·К);  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\mu$  — динамическая вязкость, Па·с;

$\theta_a$  — разность температур конденсации и стенки;  $l$  — определяющий размер, м.

В конденсаторах холодильных машин имеют место сравнительно небольшие разности температур  $\theta_a$ , поэтому физические параметры в формуле (2.1) выбирают при температуре конденсации. В качестве определяющего размера при конденсации на наружной поверхности труб принимают наружный диаметр трубы, т. е.  $l = d_H$ .

*Конденсация на пучках гладких горизонтальных труб.* Такие условия конденсации характерны для аммиачных горизонтальных кожухотрубных конденсаторов, теплопередающая поверхность которых выполнена из гладких стальных труб. Среднее значение коэффициента теплоотдачи рассчитывается по формуле

$$\alpha = 0,72^4 \sqrt[4]{\frac{\Delta i \rho^2 \lambda^3 g}{\mu \theta_a d}} \psi_{\Pi} \varepsilon_{\omega} \quad (2.2)$$

где  $\Delta i$  — разность энтальпий рабочего вещества на входе и выходе из аппарата, Дж/кг;  $\psi_{\Pi}$  — коэффициент, учитывающий изменение скорости пара по мере прохождения горизонтальных рядов труб и натекание с верхних рядов на нижние;  $\varepsilon_{\omega}$  — коэффициент, учитывающий скорость пара в первом горизонтальном ряду. При движении пара сверху вниз

$$\psi_{\Pi} = n_{\text{ср}}^{-0,167} \quad (2.3)$$

где  $n_{\text{ср}}$  — среднее число труб по вертикали для коридорного пучка и половина этого числа — для шахматного пучка. Для расчета  $n_{\text{ср}}$  шахматного пучка труб, расположенного в круглой обечайке, может быть применена формула

$$n_{cp} = 1,0393(\sqrt{\pi n / 2})(S_1 / S_2), \quad (2.4)$$

где  $n$  — общее число труб;  $S_1$  и  $S_2$  — шаг труб по горизонтали и вертикали.  
Коэффициент  $\varepsilon_\omega$

$$\varepsilon_\omega = 0,43(Re'')^{0,12} / (Pr'')^{0,33} \quad (2.5)$$

Числа  $Re''$  и  $Pr''$  определяются по физическим параметрам паровой фазы при температуре конденсации:

$$Re'' = (\omega''_0 d) / \nu''; Pr'' = \nu'' / \alpha'',$$

где  $\omega''_0$  — скорость пара в узком сечении верхнего ряда труб при условном их расположении в трубной решетке квадратом, м/с;  $d$  — наружный диаметр трубы, м;  $\alpha$  — температуропроводность, м<sup>2</sup>/с.

При расчете  $\omega''_0$  число труб верхнего ряда может быть принято равным  $n_{cp}$ , вычисленному по формуле (2.4).

**Конденсация на пучках оребренных горизонтальных труб.** Для расчета коэффициента теплоотдачи применяется формула

$$\alpha = 0,724 \sqrt{\frac{\Delta i \rho^2 \lambda^3 g}{\mu \theta_a d}} \psi_{\Pi} \varepsilon_\omega \psi_p \quad (2.6)$$

где  $\psi_p$  — коэффициент, учитывающий различные условия конденсации на вертикальных и горизонтальных участках поверхности оребренной трубы,

$$\psi_p = 1,3 \frac{F_B E^{3/4}}{F} \left( \frac{d_0}{h'_p} \right)^{0,25} + \frac{F_\Gamma}{F},$$

где  $F_B$  и  $F_\Gamma$  — соответственно площади поверхности вертикальных и горизонтальных участков трубы длиной 1 м;  $E$  — коэффициент эффективности ребра;  $F$  — общая наружная площадь поверхности трубы длиной 1 м;  $d_0$  — диаметр основания ребра, м;  $h'_p$  — приведенная высота ребра, м.

Коэффициент эффективности ребра для медных труб с накатными ребрами можно принимать равным 1.

Величины  $F_B$ ,  $F_\Gamma$ ,  $h'_p$  определяются по геометрическим параметрам оребренной поверхности:

$$F_B = 0,5(D^2 - d_0^2)u^{-1}; F_\Gamma = \pi d_0(1 - \delta_0 / u) + \pi D \delta_T u^{-1};$$

$$h'_p = \frac{\pi}{4} \left( \frac{D^2 - d_0^2}{D} \right),$$

где  $D$  — диаметр ребра, м;  $u$  — шаг ребер, м;  $\delta_0$  и  $\delta_T$  — толщина ребра в основании и на торце, м.

**Конденсация на вертикальной стенке и трубе.** Одной из упрощающих предпосылок вывода формулы Нуссельта является допущение о ламинарном режиме движения пленки конденсата. Исследования академика П. Л. Капицы показали, что в действительности имеет место волновой или турбулентный характер движения конденсата. В обоих случаях наблюдается увеличение теплоотдачи по сравнению с формулой Нуссельта, вызванное как некоторым уменьшением толщины пленки, так и существенным возрастанием средней тепловой проводимости ( $\lambda/\delta_{cp}$ ) турбулизированной пленки.

При волновом движении критерий Рейнольдса движущейся пленки меньше некоторого критического значения, т.е.  $Re < Re_{кр}$ , а при турбулентном режиме  $Re > Re_{кр}$ . Специальные исследования показали, что у  $Re_{кр} \approx 1600$ .

В случае волнового стекания пленки конденсата с поверхности вертикальной трубы или стенки коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле Нуссельта (2.1) с поправкой на режим движения  $\epsilon_v$  и при  $l = H$ . Поправка, учитывающая развитие волнового процесса (течения), имеет вид  $\epsilon_v = (Re/4)^{0.04}$ .

Число  $Re$  может быть выражено через теплообменные характеристики процесса конденсаций. Для этого воспользуемся соотношением для пленки  $Re = 4G/\mu$ , где  $G$  — массовый расход жидкости в пленке, приходящийся на единицу длины поверхности, по нормали к направлению течения жидкости, кг/(м·с).

Уравнение теплового баланса для поверхности высотой  $H$

$$rG = \alpha \theta_a H$$

Из двух последних соотношений следует

$$Re = 4\alpha \theta_a H / (r\mu) \quad (1.7)$$

где  $\alpha$  и  $\theta_a$  — осредненные по высоте значения коэффициента теплоотдачи и разности температур конденсации и стенки.

Как показывает выражение для  $Re$ , с увеличением высоты число  $Re$  возрастает. Значение  $H$ , при котором  $Re = Re_{кр} = 1600$ , может быть найдено из формулы

$$(H\theta_a)_{кр} = 2300 \frac{r\rho'v^{5/3}}{g^{1/3}\lambda} \left( \frac{\rho'}{\rho' - \rho''} \right)^{1/3} \quad (2.8)$$

Значения  $H_{кр}$  по уравнению (1.8) соответствуют переходу волнового режима движения пленки в турбулентный. Эти значения при  $\theta_a = 1^\circ\text{C}$  показаны на рис 2.1, где по оси абсцисс отложена температура конденсации.

При наличии на вертикальной поверхности участка с турбулентным режимом течения конденсата, т. е. при  $H\theta_a > (H\theta_a)_{кр}$ , средний коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле

$$\alpha = 400 \frac{r\mu}{H\theta_a} \left\{ 1 + 0,625 \text{Pr}^{0,5} \left[ \frac{H\theta_a}{(H\theta_a)_{кр}} - 1 \right] \right\}^{4/3} \quad (1.9)$$

Все физические параметры в уравнении (2.9) выбираются при температуре конденсации  $t_k$ .

**Конденсация внутри вертикальных труб и каналов.** Для расчета конденсации неподвижного пара с учетом режима движения пленки используют формулы (2.7) и (2.9).

При конденсации движущегося пара в плоских вертикальных щелевых каналах расчетные зависимости имеют вид:

при

$$Re'' = (1,2 \cdot 10^5) \div (4,5 \cdot 10^6) \alpha = 0,2 \alpha_N (Re'')^{0,12} (Pr'')^{-0,33} \quad (2.10)$$

при

$$4,5 \cdot 10^6 < Re'' < 2,5 \cdot 10^7 \quad \alpha = 0,246 \alpha_N 10^{-3} (Re'')^{0,55} (Pr'')^{-0,33} \quad (2.11)$$

Величина  $\alpha_N$  рассчитывается по уравнению (2.1); определяющим размером является высота канала  $H$ . Формулы справедливы при температуре конденсации 30 — 40°C, скорости пара на входе в канал 0,15 — 6,5 м/с плотности теплового потока  $q_F = 1250 \div 39000$  Вт/м<sup>2</sup>.

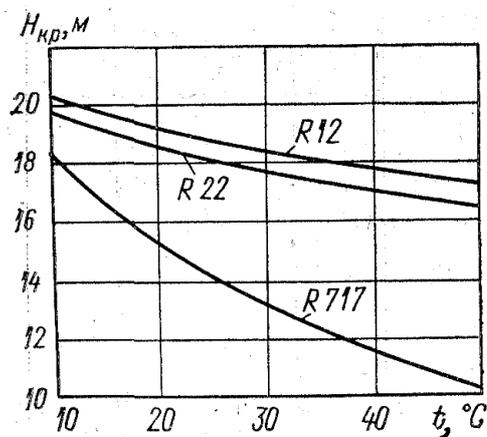


Рис. 2.2. Зависимость критической высоты  $H_{кр}$  от температуры конденсации для различных холодильных агентов.

**Конденсация внутри горизонтальных труб.** В зависимости от скорости пара  $\omega''$  и внутреннего диаметра трубы  $d_{BH}$  наблюдается расслоенный, переходный или кольцевой режимы движения потока. При расслоенном движении конденсат движется по нижней образующей трубы. По мере увеличения скорости пара наступает переходное, а затем кольцевое движение потока. В последнем случае конденсат движется кольцевым слоем по стенке трубы, а центральную ее часть занимает пар. Границе между расслоенным и переходным режимами соответствуют значения числа Рейнольдса в интервале  $Re''_{пер} = (60 \div 70) 10^3$ . Число  $Re$  определяется так:

$$Re'' = \frac{\omega'' d_{BH}}{\nu''} = \frac{4q_F l}{r \rho'' \nu''} = C q_F l,$$

где  $l$  — длина трубы, м.

При температуре конденсации 30° значения  $C$  для аммиака, R12 и R22 равны соответственно 0,3; 2,1 и 1,73.

В конденсаторах холодильных машин обычно наблюдается расслоенное движение. При конденсации аммиака в круглых трубах средний коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле

$$\alpha = 2100 \theta_a^{-0,167} d_{BH}^{-0,25} \quad (2.12)$$

В случае конденсации хладонов в медных трубах средние коэффициенты теплоотдачи можно определять по формуле Нуссельта, принимая  $C = 0,72$  и  $l = d_{BH}$ .

Для условий конденсации пара внутри шлангового змеевика (горизонтальные трубы, соединенные калачами) коэффициент теплоотдачи рассчитывается так

$$\alpha_{3M} = \alpha_N \varepsilon_{3M} = 0,25 \alpha_N q_F^{0,15} \quad (1.13)$$

**Расчет теплоотдачи со стороны охлаждающей среды.** При выборе расчетных зависимостей для определения коэффициентов теплоотдачи со стороны охлаждающей среды необходимо учитывать условия омывания средой теплопередающей поверхности.

В наиболее распространенных типах конденсаторов передача теплоты от поверхности осуществляется: по воде, протекающей внутри труб; по воде, стекающей пленкой по теплопередающей поверхности; по воздуху при вынужденном его движении поперек оребренного пучка труб; по воде, орошающей поверхность труб с частичным ее испарением в воздух; по воздуху при свободном омывании теплопередающей поверхности.

**Теплоотдача при вынужденном движении среды в прямых трубах и каналах.** При протекании среды в трубе или в канале интенсивность теплоотдачи зависит от режима движения. Различают ламинарный, переходный и турбулентный режимы движения. Режимы характеризуются следующими значениями чисел Рейнольдса:  $Re \leq 2000$  для ламинарного режима;  $2000 < Re < 10000$  для переходного;  $Re \geq 10000$  для турбулентного.

При расчете чисел подобия в качестве определяющего размера используют «эквивалентный диаметр»  $d_3 = 4f/P$ , где  $f$  — площадь поперечного сечения канала;  $P$  — смоченный периметр. Для круглой трубы  $d_3 = d_{BH}$ , для щелевого канала  $d_3 = 2\delta$ , для кольцевого круглого канала  $d_3 = 2\delta$ , где  $2\delta = d_n - d_{вн}$ .

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  определяют из формулы для числа Нуссельта  $Nu = \alpha l/\lambda$ .

Для ламинарного движения в зависимости от условий можно выделить вязкостный и вязкостно-гравитационный режимы. Вязкостный режим характеризуется условием  $Ra < 3 \cdot 10^5$ . Число Релея определяет гидродинамический режим свободного потока  $Ra = Gr \cdot Pr$ . Число Грасгофа  $Gr = g\beta\theta l^3_0/v^2$ ; число Прандтля  $Pr = \nu/a$ . Для длинных труб и щелевых каналов среднее значение  $Nu$  равно соответственно 1,5. В этом случае должны выполняться соотношения:  $ld_{BH} > Pe/12$  — для круглой трубы;  $l/d_3 > Pe/70$  — для щелевого канала. Для коротких труб ( $l/d_{BH} < Pe/12$ ) среднее значение числа  $Nu$  рассчитывают по формуле

$$Nu = 1,55 (Pe d_{BH} / l)^{1/3} \varepsilon_l \quad (2.14)$$

Коэффициент  $\varepsilon_l$  учитывает изменение коэффициента теплоотдачи по длине трубы

$$\varepsilon_l = 1 + 0,01 \left( \frac{Re}{l/d_{BH}} \right)^{2/3}$$

Для плоской щели результаты, полученные по уравнению (2.14), следует увеличить на 15 %.

Для вязкостно-гравитационного режима, т.е. при  $Ra > 8 \cdot 10^5$ , расчетное уравнение имеет вид

$$Nu = 0,15 Pe^{0,33} Ra^{0,1} \varepsilon_l \quad (2.15)$$

Значение  $\varepsilon_l$  определяется по графику, приведенному на рис. 1.15. При турбулентном режиме расчетное уравнение имеет вид

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \varepsilon_l \quad (2.16)$$

Коэффициент  $\varepsilon_l$  учитывает влияние начального теплового участка трубы. При  $l/d > 50$   $\varepsilon_l = 1$ ; при  $l/d < 50$  значения  $\varepsilon_l$  указаны на рис. 2.3. и таблице 2.1.

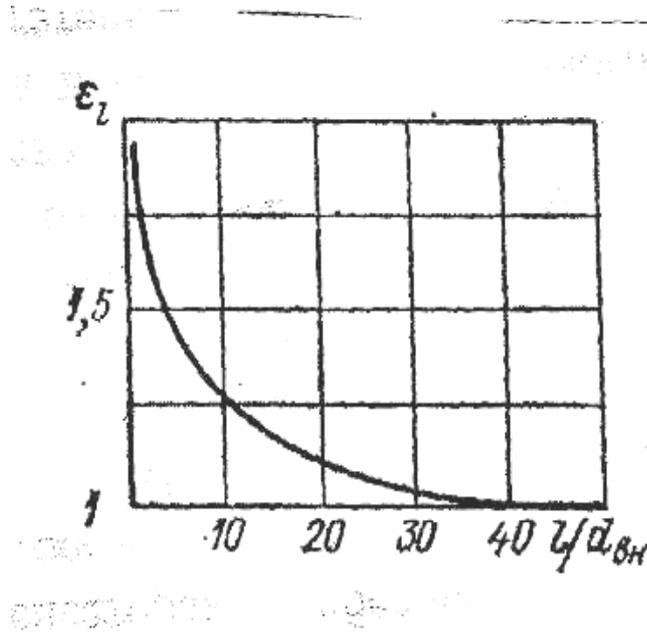


Рис. 2.3. Зависимость коэффициента  $\varepsilon_l$  от отношения  $l/d_{BH}$

Уравнение (2.16) можно представить в размерном виде

$$\alpha = 0,021 \frac{\lambda}{\nu^{0,37} a^{0,43} d_{BH}^{0,2}} \frac{\omega^{0,8}}{d_{BH}^{0,2}} \varepsilon_l = B \frac{\omega^{0,8}}{d_{BH}^{0,2}} \varepsilon_l$$

где  $B$  — коэффициент, зависящий от физических свойств среды, Дж/(С<sup>0.2</sup>·м<sup>2.6</sup>·К);  $\omega$  — скорость протекания среды в трубе, м/с. Коэффициент  $B$  можно представить в виде функции от температуры. Для воды в интервале температур 0 — 50 °С,  $B = 1400 + 22t$ ; для воздуха в интервале температур от —50 до +50 °С  $B = 3,73 - 0,0091t + 0,0000465 t^2$ .

Для кольцевого канала с теплопередачей только через внутреннюю поверхность используют уравнение

$$Nu = 0,017 Re^{0,8} Pr^{0,4} (d_H / d_{BH})^{0,18} \quad (1.17)$$

При переходном, движении среды используют уравнения для турбулентного режима, вводя в них поправочный множитель  $\varepsilon_{пер}$ , зависящий от значения  $Re$ :

$Re$	2500	3000	4000	5000	6000	8000	10 000
$\varepsilon_{пер}$	0,40	0,57	0,72	0,81	0,88	0,96	1

**Теплоотдача в изогнутых трубах.** При протекании охлаждающей среды в изогнутой трубе, например в цилиндрическом змеевике, теплоотдачу рассчитывают по формулам для прямых труб, вводя дополнительный множитель  $\varepsilon_{изг} = 1 + 1,8 d_{BH}/R$ , где  $R$  — радиус кривизны трубы, м. При условии  $R < 15000 (d_{BH}/R)^{0,3}$  поправочный коэффициент  $\varepsilon_{изг}$  равен 1.

Таблица 2.1

Значения коэффициента  $\varepsilon_l$  в зависимости от числа  $Re$  и отношения  $l/d$

	$l/d$
--	-------

Re	5	10	15	20	30	40
10 000	1, 34 1,	1, 23 1,	1, 17 1,	1, 13 1,	1, 07	1, 03
20 000	27 1, 18	18 1, 13	13 1, 10	10 1, 08	1, 05	1, 02
50 000	1, 15 1,	1, 10 1,	1, 08 1,	1, 06 1,	1, 04	1, 02
100 000	08	05	04	03	1, 03	1, 02
1000 000					1, 02	1, 01

**Поперечное обтекание гладких труб.** Коэффициент теплоотдачи в этом случае зависит от физических свойств охлаждающей среды, режима ее движения и геометрических параметров теплопередающего пучка. Средний коэффициент теплоотдачи определяют по уравнению

$$Nu = C Re^m Pr^{0,34} \varepsilon_z \quad (2.18)$$

где  $\varepsilon_z$  — коэффициент, учитывающий влияние числа рядов труб по ходу воздуха.

В этом уравнении определяющим размером является наружный диаметр трубы  $d_H$ , расчетной скоростью — скорость в наименьшем проходном сечении пучка. Значения  $C$  и  $m$  приведены в табл. 2.2. Значения  $\varepsilon_z$  зависят от числа  $Re$  и числа рядов труб по ходу воздуха — рис. 2.4.

**Поперечное обтекание оребренных труб.** При расчете воздушных и испарительных конденсаторов возникает необходимость определения коэффициента теплоотдачи от пучков оребренных труб. Здесь расчетные зависимости имеют более сложный характер, чем для гладкотрубных пучков. Это обусловлено влиянием формы, размеров, шага ребер, их тепловой эффективности. По этой причине получено большое число формул для оребренных поверхностей с различными геометрическими параметрами.

При поперечном обтекании пучков труб с круглыми ребрами применяют уравнение

$$Nu = CC_z C_s (d/u)^{-0,54} \times (h/u)^{-0,14} Re^n \quad (1.19)$$

где  $u$ ,  $h$  — соответственно шаг и высота ребер, м;  $d$  — диаметр трубы в основании ребер, м.

Для использования формулы (1.19) необходимы также следующие геометрические параметры пучка:  $z$  — число рядов труб в направлении потока воздуха;  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $S'_2$  — соответственно вертикальный, горизонтальный и диагональный шаг труб в пучке, м. Значения  $C$ ,  $C_z$ ,  $C_s$ ,  $n$  и условия применения уравнения (1.19) указаны в специальной литературе.

Для условия обтекания воздухом коридорных пучков труб с пластинчатыми ребрами получено уравнение

$$Nu = C Re^n (L/d_3)^m, \quad (1.20)$$

где  $C = 0,518 - 0,02315(L/d_3) + 0,425 \cdot 10^{-3} (L/d_3)^2 - 3 \cdot 10^{-6} \times (L/d_3)^3 \cdot (1,36 - 0,24Re/1000)$ ;  $n = 0,45 + 0,0066 L/d_3$ ;  $m = -0,28 + 0,08Re/1000$ ;  $L$  — длина поверхности в направлении потока (в начале расчета принимается приближенно, затем уточняется).

Формула (2.20) применима при условии  $Re = 500 \div 2500$ ;  $u/d = 0,18 \div 35$ ;  $S_1/d = 2 \div 5$ ;  $L/d_3 = 4 \div 50$ ;  $t = -40 \div +40$  °С.

Определяющим размером является эквивалентный диаметр

$$d_3 = \frac{2(S_1 - d)(u - \delta_p)}{(S_1 - d) + (u - \delta_p)} \approx 1,6u$$

Таблица 2.2

**Значения коэффициентов  $C$  и  $m$  в зависимости от режима движения и расположения труб в пучке**

Режим движения	$C$		$m$	
	Коридорный пучок	Шахматный пучок	Коридорный пучок	Шахматный пучок
Ламинарный $Re < 1 \cdot 10^3$	0,52	0,6	0,5	0,5
Турбулентный ( $Re > 200 \cdot 10^3$ )	0,02	0,021	0,84	0,84
Переходный [ $Re = (1 \div 200) 10^3$ ].	0,27	0,3	0,63	0,6

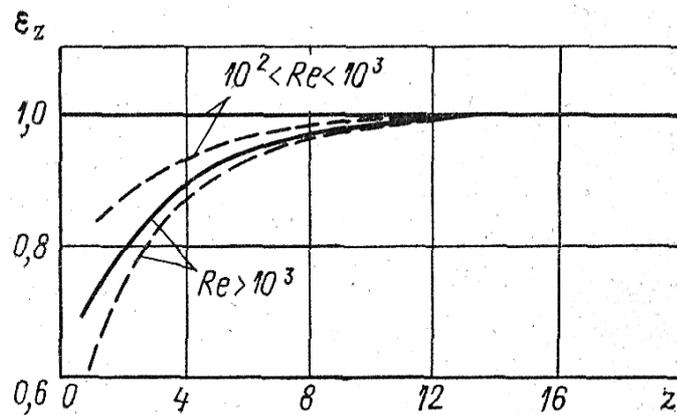


Рис. 2.4. Зависимость коэффициента  $\varepsilon_z$  от чисел  $Re$  и  $z$ .

Для шахматных пучков труб значения коэффициентов теплоотдачи, полученные из уравнения (2.20), следует увеличить на 10%.

Из уравнений (2.19) и (2.20) находят конвективный или истинный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_k = Nu \cdot \lambda / l$ , где  $l = d_z$ .

В формулу для расчета коэффициента теплопередачи аппарата входит не истинный, а приведенный коэффициент теплоотдачи. Связь между ними выражается зависимостью:

$$\alpha_{\rho} = \alpha_k \left( \frac{F_{\rho}}{F_{op}} E_{\rho} \varphi + \frac{F_{MP}}{F_{op}} \right) \quad (2.21)$$

где  $F_{\rho}$  и  $F_{MP}$  — соответственно площадь поверхности ребер и межреберных участков на 1 м длины трубы,  $m^2$ ;  $E_{\rho}$  — коэффициент эффективности ребра;  $\varphi$  — коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи по высоте ребра ( $\varphi \approx 0,85$ ).

В качестве площади расчетной поверхности в уравнении (2.21) принята полная оребренная площадь поверхности  $F_{op}$ . Из курса теплопередачи известно, что  $E_{\rho}$  определяется в зависимости от высоты ребра  $h$  и параметра  $m$ ,

$$E_p = \frac{th(mh)}{mh}$$

Величина  $m$

$$m = \sqrt{2\alpha_{\kappa} / (\lambda_p \delta_p)},$$

где  $\lambda_p, \delta_p$  — соответственно коэффициент теплопроводности и толщина ребра.

Для круглых ребер с наружным диаметром  $D$  условная высота ребра определяется так:  $h = 0,5 (D - d) [1 + 0,805 \lg (D/d)]$ . Для прямоугольных ребер, выполненных на коридорном пучке условия высота  $h = 0,5d (p - 1) (1 + 0,805 \lg p)$ , где  $p = (1,28B/d) \times \sqrt{A/B} - 0,2$ . В этой формуле  $A$  и  $B$  — соответственно большая и меньшая стороны прямоугольника.

**Теплоотдача стекающей пленки жидкости.** Одним из этапов расчета оросительных, испарительных и вертикальных кожухотрубных конденсаторов является определение коэффициента теплоотдачи от поверхности к воде, стекающей в виде пленки.

Для случая орошения жидкостью наружной поверхности горизонтальных труб расчетные уравнения имеют вид:

при  $Re_{пл} = 1,1 \div 200$

$$Nu_{пл} = 0,51 Re_{пл}^{0,33} Pr_{пл}^{0,48} \quad (2.22)$$

при  $Re_{пл} > 200$

$$Nu_{пл} = 0,1 Re_{пл}^{0,63} Pr_{пл}^{0,48} \quad (2.23)$$

На величину чисел  $Re_{пл}$  и  $Pr_{пл}$ , а следовательно, и на теплоотдачу влияют физические свойства жидкости и параметр режима работы конденсатора, представляющий собой расход жидкости, приходящийся на 1 м длины одной трубы с учетом ее двустороннего омывания  $\Gamma_l$ , [кг/(м·с)]

$$\Gamma_l = G / (2lz)$$

где  $G$  — массовый расход жидкости, подаваемой на орошение, кг/с;  $l$  — длина одной трубы, м;  $z$  — число параллельно орошаемых труб. Определяющий размер  $d_s = 4\delta_{пл}$ . Толщина пленки  $\delta_{пл} = 1,94 \times \sqrt{\mu \Gamma_l / (g p^2)}$ . Средняя скорость стекания  $\omega_{cp} = \Gamma_l / (p \delta_{пл})$ . Для воды  $\alpha$  можно определять по упрощенной формуле

$$\alpha = 9750 \Gamma_l^{1/3}$$

При орошении поверхности вертикальных труб для расчета теплоотдачи применяют формулы:

при  $Re_{пл} < 2000$

$$Nu_{nl} = 0,679 \sqrt[3]{Ga^2 Pr^3 Re_{nl}} \quad (2.24)$$

при  $Re_{nl} \geq 2000$

$$Nu_{nl} = 0,013 \sqrt[3]{Ga Pr Re_{nl}} \quad (2.25)$$

В числах  $Nu$  и  $Ga$  определяющим размером является высота трубы  $H$ ,  $m$ .

Число  $Re$  определяется в зависимости от величины  $\Gamma_l$ , — которая по физическому смыслу и способу нахождения аналогична предыдущему случаю:  $Re_{nl} = 4\Gamma_l/\mu$ ;  $\Gamma_l = G/(\pi dn)$ , где  $n$  — число труб.

Выше приведенные формулы коэффициента теплопередачи показывают, что его значения во многом зависят от коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_n$  и  $\alpha_{en}$ . Большое влияние оказывает меньший коэффициент теплоотдачи, то есть теплоотдачи со стороны воздуха. Повышение значения  $\alpha_{en}$  очень мала, влияет на коэффициент передачи, так как последний всегда меньше коэффициента теплоотдачи.

На коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха влияют многие факторы:

- скорость воздуха;
- температура воздуха;
- размера ребер и шага между ними;
- температура конденсации;
- расположение труб и другие.

В связи с этим для расчета коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании пучков оребренных труб предложено большое число формул. Каждая из которых описывает конвективный теплообмен и сопротивления для определенной оребренной системы. Наиболее полная сводка таких формул приведена в работах [12,13].

Исследования показали, что коэффициент теплоотдачи при таком, что коэффициент теплоотдачи при таком обтекании воздуха имеет значение  $20 \div 60$  Вт/м<sup>2</sup>к, тогда как при кипении и конденсации внутри труб коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{en}$  составляет порядка  $2 \div 5$  кВт/м<sup>2</sup>К [6].

### 2.3. Выводы по второй главе

Основной составляющей термического сопротивления в конденсаторах является плёнка конденсата. Разрушив эту плёнку или уменьшив её толщину можно существенно снизить термическое сопротивление. Интенсификация процесса конденсации является наиболее приемлемой при использовании сил поверхностного натяжения.

Основным факторам, влияющий на теплообменные процессы в конденсаторах, является тепловое сопротивление.

На коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха влияют многие факторы:

- скорость воздуха;
- температура воздуха;
- размера ребер и шага между ними;
- температура конденсации;
- расположение труб и другие.

## Глава 3. Исследования возможности использования кожухотрубных конденсаторов в холодильных машинах УКВ пассажирских вагонов

### 3.1. Пути интенсификации теплообменных процессов в конденсаторах холодильных машин УКВ пассажирских вагонов

Интенсификацией называется процесс увеличения коэффициента теплоотдачи теплообменивающихся сред, который в свою очередь приведёт к увеличению коэффициента теплопередачи:

$$K_{BH} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} \frac{F_{BH}}{F_{T.C}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_w}}$$

где  $\alpha_a$ ,  $\alpha_w$  — коэффициенты теплоотдачи соответственно со стороны холодильного агента и воды, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_{T.C}$  — площадь поверхности, к которой отнесены термические сопротивления, м<sup>2</sup>;  $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$  — сумма термических сопротивлений загрязнений и стенки, м<sup>2</sup>·К/Вт.

Основными направлениями интенсификации теплообмена на стороне воздуха является: применение оребренных поверхностей определённых форм и размеров, турбулизация потока воздуха. В воздухоохладителях интенсификация теплообмена осуществляется также за счёт сокращения периодов времени между оттаиваниями.

Интенсификация теплообмена, то есть увеличение коэффициента теплопередачи  $k$  дает возможность сократить массогабаритные размеры аппарата и термодинамически совершенствовать процесс теплоотвода.

Для интенсификации теплообмена путем искусственной турбулизации потока воздуха применяют разделение сечения ребра на отдельные участки с периодическим нарушением нарастающего пограничного слоя, просечки в ребре с отгибом их кромок, а также волнистые гофрированные пластины [7].

В настоящее время предложены ряд мероприятий для повышения коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха [14]. Пути интенсификации условно сведены к двум методам. Первый заключается в уменьшении шага ребер и размеров труб, что соответственно снижает эквивалентный диаметр канала по воздуху [7]. Этот метод имеет ограничение применения, так как для предотвращения засорения выбирают минимальный шаг ребер не менее 2 – 2,5 мм.

Второй метод предусматривает применение конфигурации ребер, способствующей интенсификации теплообмена: рассечение ребра на короткие участки в целях периодического разрушения пограничного слоя [15,16,17]; отгибание части ребра внутрь потока воздуха [18,19]; искривление входной кромки ребра для создания макровихрей Тейлора – Гетлера [20]; гофрирование всей поверхности ребра в целях создания извилистого движения воздуха [17,21]; нанесение на поверхность ребра выступов и канавок с образованием каналов диффузорного типа, генерирующих вихри [18]; нанесение перфорации на поверхность ребра и расположение ребер под углом к потоку воздуха, что создает вдув – отсос пограничного слоя и тем самым снимает его толщину [22], дополнительное рассечение перфорированного ребра, установленного под углом к потоку воздуха, в целях улучшения перемещения воздушного потока. Применение 2 го метода позволяет создать поверхности, которые дают экономию в суммарном расходе электроэнергии на агрегат (компрессор и вентилятор).

Основным методом интенсификации теплообмена у воздушных конденсаторов является преобразование их оребрение, которое составляет 90 – 95 % общей поверхности теплообмена. Уменьшение шага ребра в пластинчатых поверхностях приводит к увеличению наружного коэффициента теплоотдачи  $\alpha_a$  [7].



На схеме показаны элементы холодильной машины: компрессор 2, испаритель 3 и регулирующий вентиль 4.

Вопрос о применении той или другой системы водоснабжения решается технико-экономическим анализом с учетом конкретных условий их применения. Большое практическое значение имеет очистка воды, подаваемой в конденсаторы, от загрязнений и снижение ее жесткости. Отложение водяного камня на теплопередающей поверхности приводит к резкому снижению коэффициента теплопередачи, так как теплопроводность осадка в несколько десятков раз меньше теплопроводности материалов, применяемых в аппаратах. Для очистки воды от механических, органических и других загрязнений применяют отстаивание, добавление коагулирующих веществ, сетчатые фильтры различных конструкций. Более сложными являются методы смягчения жесткой воды. Большой интерес представляют магнитный и ультразвуковой способы обработки воды, получившие в последние годы широкое распространение.

*Горизонтальные кожухотрубные конденсаторы.* Аппараты этого типа получили широкое распространение для аммиачных и хладоновых холодильных машин в большом интервале производительности. Рассмотрим конструкцию водяного конденсатора — Рис. 3.2.

К цилиндрическому кожуху 1 с обеих сторон приварены трубные решетки 2, в которых развальцованы трубы 6, образующие поверхность теплопередачи. К фланцам трубных решеток на болтах прикреплены крышки 3 с внутренними перегородками 20.

Пары аммиака поступают в верхнюю часть кожуха через вентиль 4 и конденсируются в межтрубном пространстве аппарата. Жидкий аммиак выходит из маслосборника 17 через вентиль 19. Масло, проникающее в конденсатор с парами агента, как более тяжелое и мало-растворимое в аммиаке осаждается в маслосборнике 17 и периодически удаляется через вентиль 18. Внутри корпуса приварены перегородки 7, предотвращающие вибрацию трубного пучка от пульсации пара.

Охлаждающая вода подается в нижний патрубок 14, проходит внутри труб и выходит через патрубок 13. Расположение и конфигурация внутренних перегородок в крышках определяет число ходов, а следовательно, и скорость протекания воды в аппаратах. Число ходов кожухотрубных аппаратов, как правило, четное и не превышает восьми.

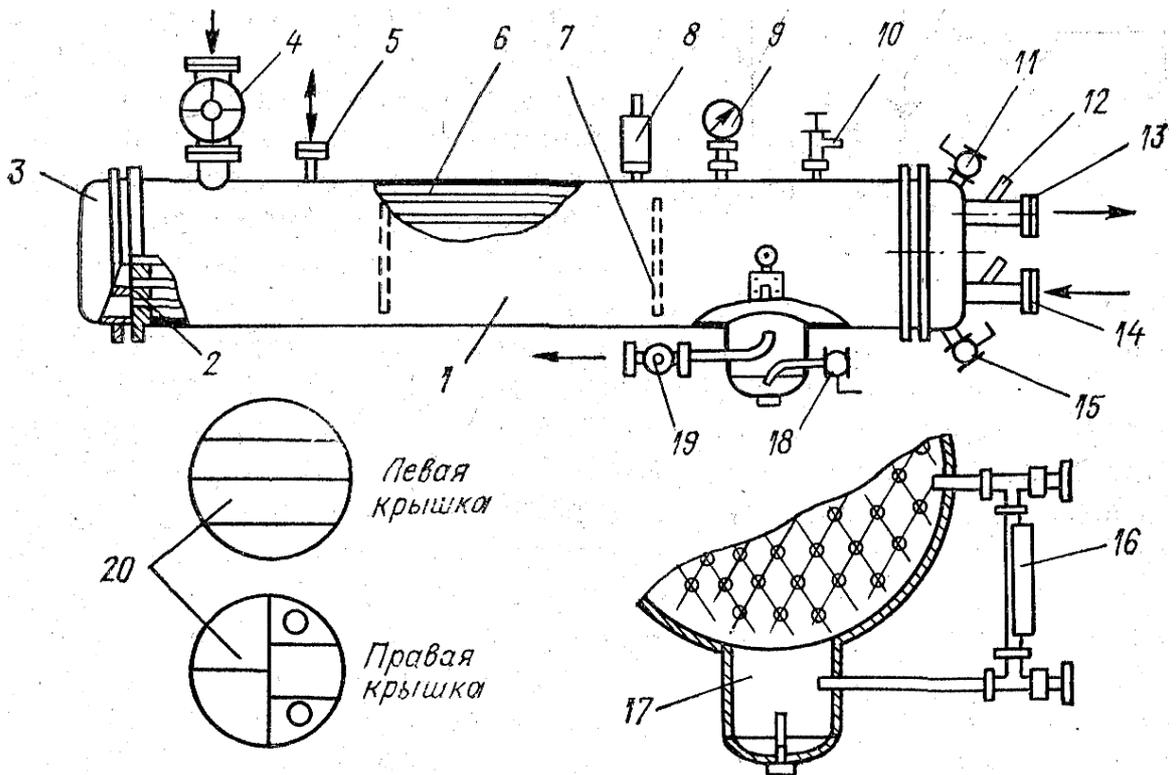


Рис. 3.2. Горизонтальный кожухотрубный конденсатор

Конденсатор снабжен патрубком для присоединений уравнивающей линии 5, предохранительным клапаном 8, манометром 9, вентилем для выпуска воздуха 10, указателем уровня 16. Вентили 11 и 15 служат соответственно для выпуска воздуха и слива воды. В патрубки для воды вварены термометровые гильзы 12.

Поверхностная плотность теплового потока, отнесенная, к площади внутренней поверхности, составляет для таких аппаратов 5800—6500 Вт/м<sup>2</sup> при средней логарифмической разности температур 5—6 °С.

Для изготовления теплопередающих пучков хладоновых конденсаторов применяют трубы из меди МЗ, имеющие наружные накатные или насадные пластинчатые ребра. Нижняя часть таких конденсаторов используется как ресивер для сбора жидкости, поэтому ее оставляют, свободной от труб.

Наряду с рассмотренной конструкцией применяются конденсаторы с U-образными трубами с одной крышкой или с заваренным кожухом. Такие аппараты получили название кожухозмеевиковых. Они проще в изготовлении и надежнее в отношении герметичности, но в них затруднена очистка труб со стороны воды.

Замена стальных труб медными удорожает конденсатор, но применение меди, коэффициент теплопроводности которой в 8,5 раз больше, чем у стали, уменьшает термическое сопротивление стенки трубы, облегчает накатку ребер и обеспечивает чистоту системы. Благодаря этим мерам плотность теплового потока, отнесенная к площади внутренней поверхности, достигает 12000 Вт/м<sup>2</sup> при разности температур 7—10 °С.

Конструкция горизонтального хладонового конденсатора показана на рис. 3.3.

Конденсаторы малой производительности имеют, как правило, кожухозмеевиковую конструкцию. На рис. 3.4 показан конденсатор КТР-3 с площадью наружной поверхности 3 м<sup>2</sup>. Восемь U-образных труб 4 со стальными оцинкованными ребрами развальцованы в трубной решетке 2. Кожух аппарата изготовлен из стальной цельнотянутой трубы 1 диаметром 194X7 мм и с одной стороны заварен днищем 5. С другой стороны к кожуху крепится трубная решетка и чугунная литая крышка 3 с внутренними перегородками и двумя, резьбовыми отверстиями для входа и выхода воды, которая протекает в аппарате по четырем ходам.

Конденсатор, предназначенный для хладоновой турбохолодильной машины, отличается следующими конструктивными особенностями (рис. 3.5). Пар подводится к боковому патрубку 4 и далее через перегородку с отверстиями 3 поступает в межтрубное пространство аппарата. Кинетическая энергия поступающего пара используется для сдува с труб пленки образующегося конденсата. Установка в межтрубном пространстве перегородок 2 препятствует стеканию конденсата с верхних труб на нижние, что увеличивает интенсивность процесса теплопередачи со стороны конденсирующегося хладона. Между трубной решеткой аппарата, и его крышкой расположена камера 1 с патрубками для входа и выхода воды. Вода проходит через конденсатор в два хода со скоростью до 2,5 м/с. Очистка внутренней поверхности труб осуществляется без предварительного отсоединения трубопроводов для подвода и отвода охлаждающей воды.

Указанные меры в сочетании с применением медных оребренных труб повышают плотность теплового потока до 17000—23000 Вт/м<sup>2</sup>.

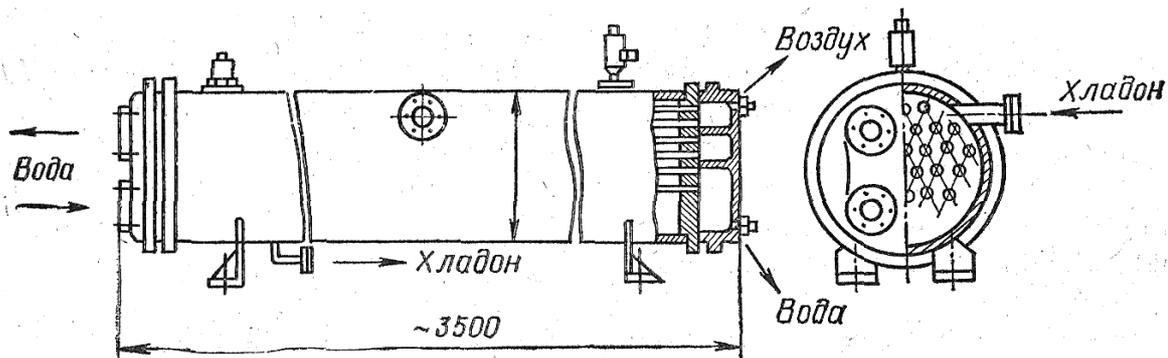


Рис. 3.3. Горизонтальный кожухотрубный хладоновый конденсатор

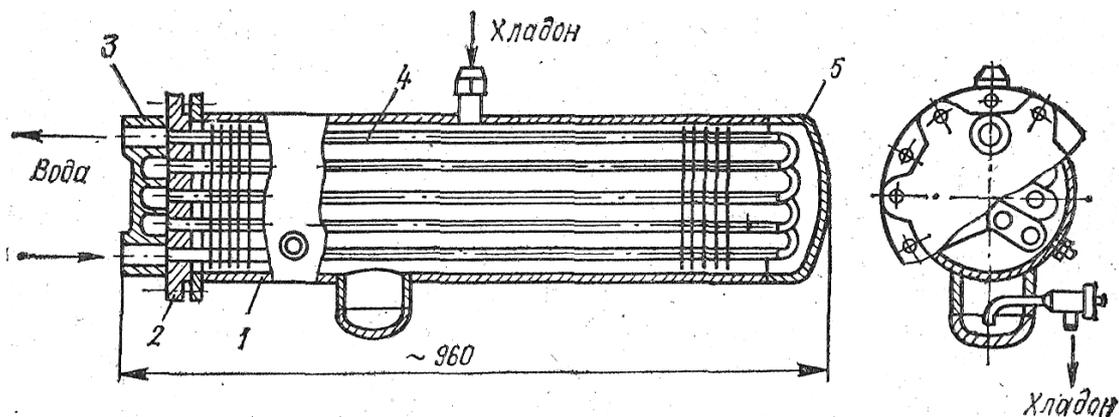


Рис. 3.4. Кожухозмеевиковый конденсатор

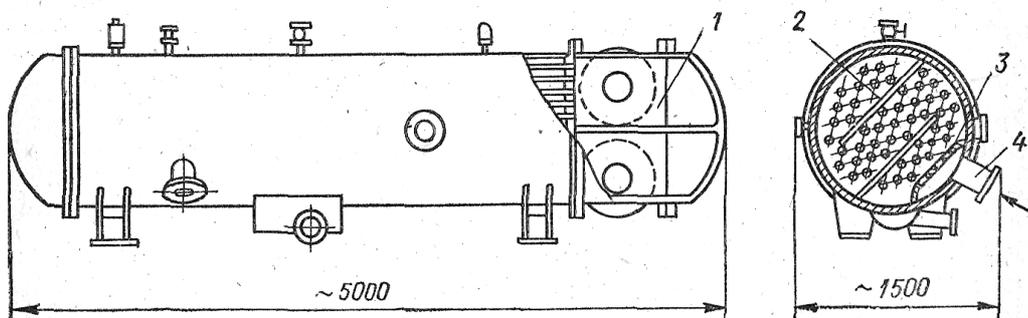


Рис. 3.5. Конденсатор турбохолодильной машины

*Вертикальные кожухотрубные конденсаторы.* Эти аппараты, отличаются от предыдущего типа вертикальным расположением кожуха и труб (рис. 3.6) и способом распределения воды.

К кожуху 7 с двух сторон приварены трубные решетки 2, в которых развальцованы гладкие стальные трубы 3 диаметром 57 X 3,5мм.

Пары аммиака поступают в межтрубное пространство через патрубок, расположенный в верхней части кожуха. Конденсат стекает по наружной поверхности труб и отводится через патрубок, сваренный на 80 мм выше нижней трубной решетки. На верхней трубной решетке установлен водораспределительный бак 10 с цилиндрической перегородкой 1. Устройство крепится болтами к кожуху и уплотняется с помощью резиновой прокладки 12. Охлаждающая вода подается сверху в кольцевое пространство водораспределительного бака, откуда через прорези в перегородке поступает к трубам теплопередающего пучка. В каждую трубу вставлена пластмассовая насадка 11, на боковой поверхности которой

выполнены спиральные каналы. Благодаря этим каналам вода стекает пленкой по внутренней поверхности труб, не заполняя всего их сечения.

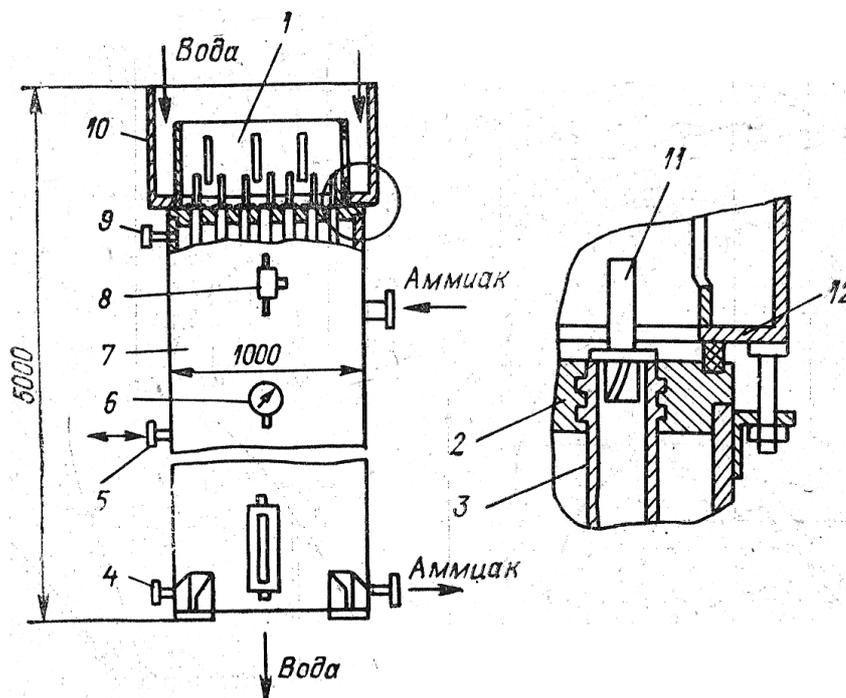


Рис. 3.6. Вертикальный кожухотрубный конденсатор

Воздухоотделитель подключается к аппарату через патрубок 4, расположенный на 500—560 мм выше нижней трубной решетки, так как именно здесь, вблизи уровня конденсата, наблюдается максимальная концентрация неконденсирующихся газов.

Для периодического удаления масла служит патрубок 4, изогнутая трубка которого опущена до трубной решетки. Конденсатор имеет предохранительный клапан 8, вентиль для выпуска воздуха 9, манометр 6 и патрубок для присоединения уравнительной линии 5.

Вертикальные кожухотрубные конденсаторы применяются для аммиачных холодильных машин крупной производительности. Основное преимущество этих аппаратов — относительная легкость очистки от загрязнений со стороны воды. Плотность теплового потока, отнесенная к площади внутренней поверхности, составляет  $4700—5200 \text{ Вт/м}^2$ ; площадь поверхности теплопередачи серийных конденсаторов находится в пределах  $50—250 \text{ м}^2$ .

*Пакетно-панельные конденсаторы.* Работа по совершенствованию технологии изготовления аммиачных теплообменных аппаратов, а также стремление к замене бесшовных труб более дешевым листовым прокатом привели к созданию панельных конструкций и, в частности, пакетно-панельных конденсаторов — рис. 3.7.

Аппарат состоит из нескольких секций, основным элементом которых является панель 2. Исходным материалом для изготовления деталей панели является листовая прокат толщиной 2,5—3 мм. Каждая панель образована двумя одинаковыми листами, на которых при помощи гибочного штампа образованы впадины и выступы. Листы по длинным кромкам сварены между собой сплошным прочноплотным швом, а по впадинам — точечным швом. Таким образом, в панели образуется ряд вертикальных каналов 1, в которых происходит конденсация аммиака.

Вода входит через патрубок 3, выполненный в виде коллектора с отверстиями, проходит между секциями и выходит через патрубок 4. Последовательное движение воды между секциями обеспечивается вертикальными щелями между кромкой панели и вертикальным стояком рамы. Щели располагаются поочередно с правой и левой стороны смежных секций.

По технологическим массогабаритным показателям аппарат близок к горизонтальным кожухотрубным конденсаторам.

*Элементные конденсаторы.* Унифицированный элемент такого аппарата представляет собой небольшой кожухотрубный конденсатор из 14 (реже семи или трех) труб диаметром 38 x 3,5 мм. Несколько элементов, расположенных один над другим, образуют секцию. Пары аммиака входят в межтрубное пространство верхнего элемента, жидкий аммиак стекает в ресивер, расположенный под каждой секцией. Вода подается в трубное пространство и в каждом элементе проходит последовательно по нескольким ходам.

Из-за трудоемкости изготовления большого расхода металла (до 100 кг/м<sup>2</sup> поверхности) элементные конденсаторы в настоящее время промышленностью не выпускаются.

*Оросительные конденсаторы.* Серийный оросительный аммиачный конденсатор (рис. 3.8) представляет собой ряд плоских змеевиков (секций), выполненных из 14 горизонтальных труб диаметром 57 X 3,5 мм. Пары аммиака через патрубок 2 поступают в распределительный коллектор 3 и отсюда в нижние трубы секций. По мере продвижения вверх аммиак конденсируется и удаляется через промежуточные отводы в вертикальный стояк 6, откуда сливается в ресивер 4, соединенный с верхней частью конденсатора уравнивающей линией 5. Подача паров аммиака в нижнюю трубу секции предотвращает попадание масла в верхние трубы и уменьшает их термическое сопротивление. Промежуточный отвод конденсата из 4, 8, 10 и 12 труб каждой секции исключает затопление нижней части змеевика, что также повышает интенсивность теплопередачи.

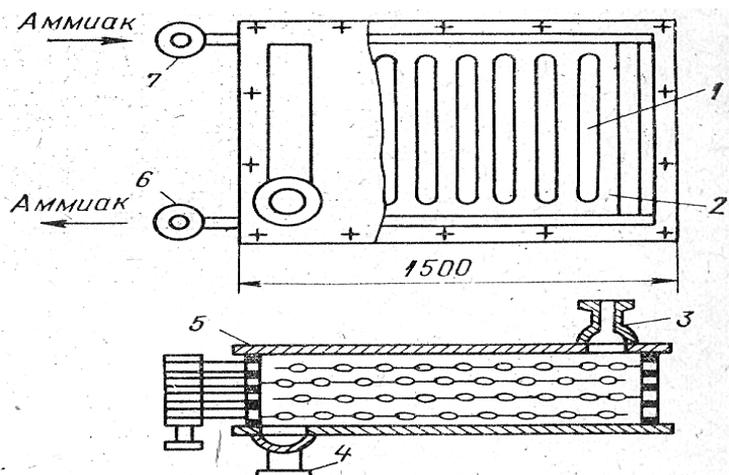


Рис. 3.7. Пакетно-панельный конденсатор:

1 — вертикальный канал; 2 — панель; 3, 4 — патрубки для входа и выхода воды; 5 — плоская крышка; 6, 7 — паровой и жидкостной коллекторы.

Вода подается насосом в водоприемный бак 1 и далее в водораспределительные желоба треугольного сечения, расположенные над каждой секцией. Переливаясь через края желоба, вода равномерно орошает трубы и сливается в поддон. Из поддона часть нагретой воды удаляется в дренаж, а часть после добавления свежей воды направляется на рециркуляцию. Расход орошающей воды, включая и свежую, на каждую секцию составляет 10—12 м<sup>3</sup>/ч. С целью экономии свежей воды вблизи оросительного конденсатора сооружают водоохлаждающие устройства — пруд или градирню.

Конденсатор характеризуется достаточно интенсивной работой: плотность теплового потока составляет 4100—5200 Вт/м<sup>2</sup>, масса — 40—45 кг на 1 м<sup>2</sup> теплопередающей поверхности.

К преимуществам оросительного конденсатора относятся: меньший расход воды по сравнению с кожухотрубными аппаратами; меньший удельный расход металла; простота в изготовлении и надежность в работе. Имеются и существенные недостатки: громоздкость;

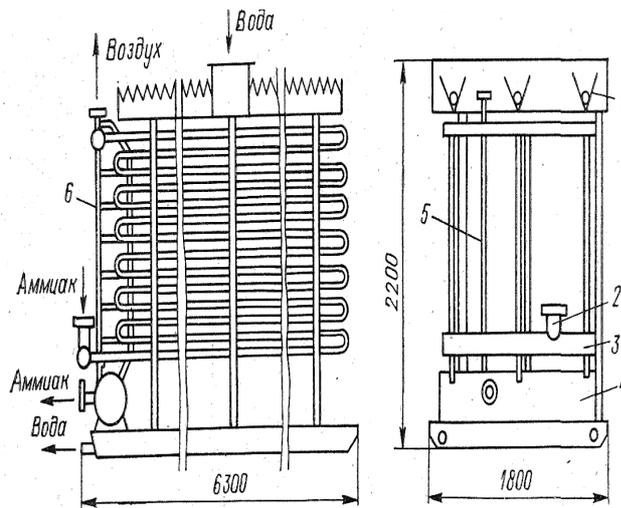


Рис. 3.8. Оросительный конденсатор

Необходимость установки в открытом пространстве; необходимость тщательного ухода за водораспределительным устройством; значительное загрязнение орошающей воды.

*Испарительные конденсаторы.* В испарительном конденсаторе (рис. 3.9) в отличие от оросительного вентиляторы обеспечивают вынужденное движение воздуха снизу вверх, в противоток воде, стекающей по поверхности теплопередающих труб.

Пары аммиака поступают в конденсатор 2, затем проходят через маслоотделитель и направляются в секцию конденсатора 5. Из нижней части секции жидкий аммиак отводится в ресивер.

Вода из фильтровальной камеры 7 забирается насосом 6 и подается в орошающее устройство 4, выполненное в виде трубы с форсунками или отверстиями. Разбрызгиваемая вода стекает в поддон, смачивая всю наружную поверхность основной секции. Часть воды испаряется и уносится встречным потоком воздуха, который обеспечивается вентиляторами 1, установленными на верхнем конфузурном участке кожуха. Свежая вода для компенсаций испарившейся поступает в поддон через поплавковый регулирующий клапан 8, он же служит для поддержания постоянного уровня воды, необходимого для нормальной работы циркуляционного насоса.

В конденсаторе пар холодильного агента охлаждается до состояния, близкого к насыщению, а главное — происходит конденсация масляных паров и группирование весьма мелких капель в крупные. По этой причине после конденсатора устанавливают маслоотделитель. Для уменьшения количества уносимой из аппарата влаги между орошающим устройством и конденсатором устанавливается сепаратор 3.

Преимущества испарительного конденсатора: небольшой расход свежей воды, составляющий 10—15% от расхода ее в проточных конденсаторах; компактность; возможность применения в транспортных холодильных машинах.

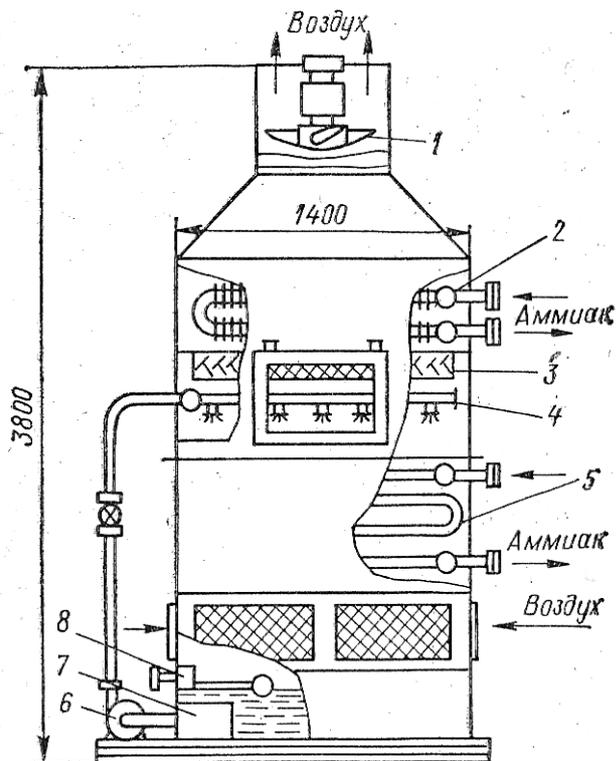


Рис. 3.9. Испарительный конденсатор

Основной недостаток конденсаторов этого типа заключается в сравнительно низком значении коэффициента теплопередачи, вследствие чего увеличивается расход бесшовных труб.

Значение плотности, теплового потока существенно зависит, от состояния атмосферного воздуха и в среднем находится в пределах  $1400\text{—}2300 \text{ Вт/м}^2$  при разности температур  $3^\circ\text{C}$ .

### 3.3. Выводы по третьей главе.

1. Основным недостатком воздушных аппаратов является их малый коэффициент теплопередачи  $k$ . Кроме того из – за высокой температуры окружающей среды в летнее время давление конденсации приближается к допустимым предельным значениям, что снижает надёжность и холодопроизводительность всей холодильной машины.

2. Проанализированы факторы, влияющие на интенсификацию теплообмена в аппаратах воздушного охлаждения.

3. Основным методом интенсификации теплообмена в аппаратах воздушного охлаждения является преобразование их оребрения (рассечение ребра на короткие участки, отгибание части ребра, гофрирование всей поверхности ребра, нанесение выступов и канавок, нанесение перфорации и расположение ребер под углом).

4. Водяные конденсаторы имеют хорошие теплотехнические характеристики в отличие от воздушных.

## Глава 4. Разработка предложений по использованию кожухотрубных конденсаторов в холодильных машинах УКВ МАБ-II

#### 4.1 Тепловой и конструктивный расчет кожухотрубного конденсатора холодильной машины для УКВ МАБ-II

На наших дорогах основная часть купейных вагонов и вагонов-ресторанов оборудована установками кондиционирования воздуха типа МАБ-II. Серийному выпуску этих вагонов предшествовал выпуск опытных партий с менее мощными кондиционерами МАБ-0 и МАБ-I.

Система кондиционирования воздуха в вагоне состоит из устройств вентиляции, отопления, охлаждения и автоматического управления. К устройствам вентиляции относятся центробежный сдвоенный вентилятор с электродвигателем, нагнетательный воздуховод с вентиляционными решетками типа «мультивент», рециркуляционный воздуховод, фильтры и решетки для забора наружного воздуха. Максимальная подача воздуха вентилятором 5000 м<sup>3</sup>/ч летом (в том числе наружного 1000 м<sup>3</sup>/ч) и 4000 м<sup>3</sup>/ч зимой (в том числе наружного 800 м<sup>3</sup>/ч).

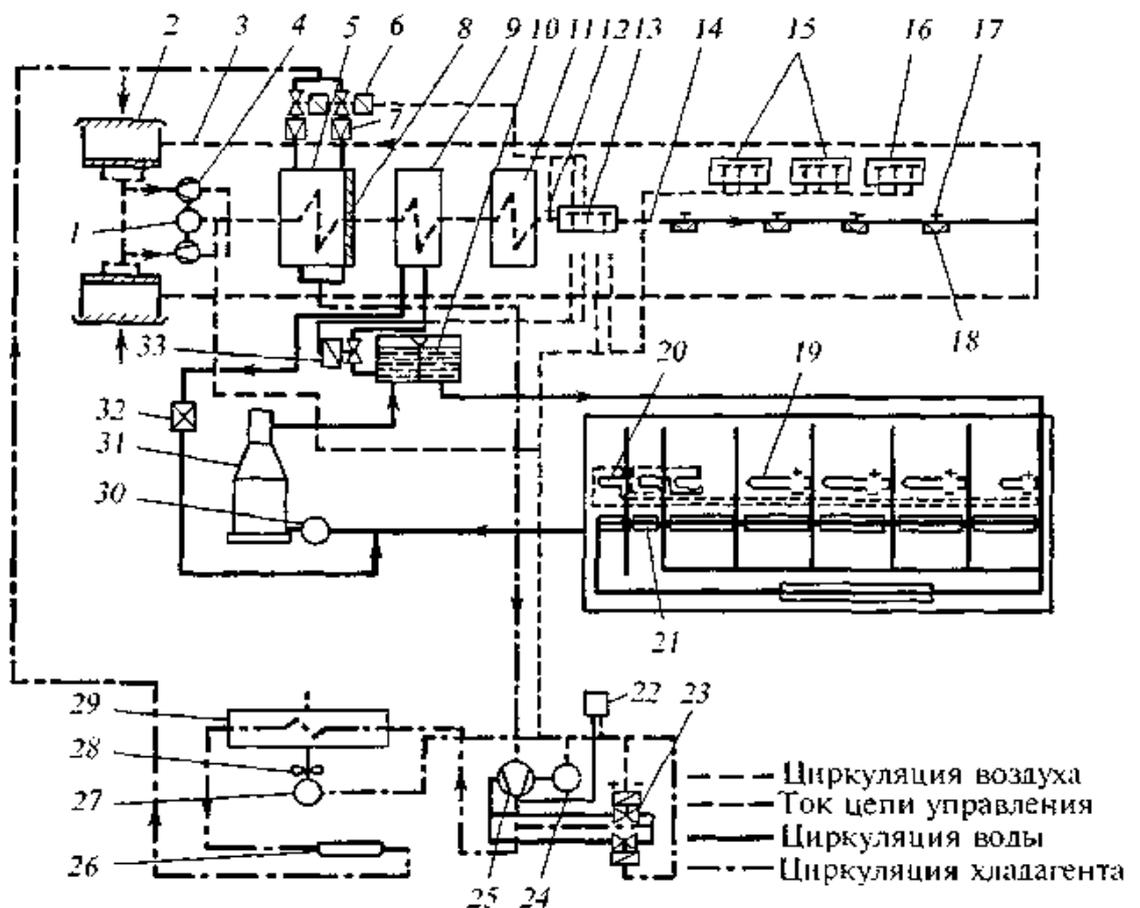


Рисунок 4.1. Принципиальная схема установки кондиционирования воздуха МАБ-II.

1-Воздухоохладитель; 2-терморегулирующий вентиль; 3-распределитель; 4-магнитный вентиль; 5-фильтр-осушитель; 6-компрессор; 7-двигатель компрессора; 8-запорный вентиль; 9-маслонаполнительный вентиль; 10-упругая муфта; 11-конденсатор; 12-вентилятор конденсатора; 13-электродвигатель; 14-ресивер; 15-запорный вентиль; 16-запорный и наполнительный вентиль; 17-угловой запорный вентиль; 18-угловой запорный вентиль; 19-выключатель максим. давления; 19-магнитный вентиль; 20-ручной запорный вентиль; 21-манометр высокого давления; 22-манометр низкого давления; 23-манометр давления масла; 24-жидкостной трубопровод; 25-жидкостной трубопровод; 26-жидкостной трубопровод; 27-жидкостная трубка; 28-всасывающий трубопровод; 29-металлический шланг ДУ ; 30-металлический шланг ДУ 40; 31-трубопровод измерения высокого давления; 32-трубопр измерения низкого давления; 33-трубопровод измерения давления масла; 34-контрольный трубопровод; 35-трубопровод выравнивания давления.

Недостатки установки МАБ- II.



Параметры хладагента для холодильной машины с воздушным конденсатором введены в таблицу 4.1.

Таблица 4.1.

Точки	Параметры			
	P, МПа	t, °C	i, кДж/кг	v', м <sup>3</sup> /кг
1'	0,35	+5	400	0,065
1	0,35	+15	410	
2	1,5	+67	445	
3'	1,5	+50	270	
3	1,5	+45	260	
4	0,35	+5	260	

Пользуясь параметрами в узловых точках выполним тепловой расчет холодильной системы МАБ-II с воздушным конденсатором. Объемная производительность компрессора  $V_h^r = 111 \text{ м}^3/\text{час} = 0.031 \text{ м}^3/\text{с}$ :

1. Удельная массовая холодопроизводительность:

$$q_0 = i_1 - i_4 = 400 - 260 = 140 \text{ кДж/кг};$$

2. Коэффициент объемных потерь ( $c=0.05$ ) при  $\Delta P_k=10$  и  $\Delta P_0=10$

$$\lambda_x = ((P_0 - \Delta P_0)/P_0) - c((P_k + \Delta P_k)/P_0) - ((P_0 - \Delta P_0)/P_0) = 0,57;$$

3. Коэффициент подогрева в рабочих условиях

$$\lambda_n = T_0/T = (273 + t_0)/(273 + t_k) = 0,86;$$

4. Коэффициент подачи в компрессоре

$$\lambda_p = \lambda_x * \lambda_n = 0,57 * 0,86 = 0,5;$$

5. Массовый расход хладагента:

$$G_g = \lambda_p V_h^r / v_1 = 0,5 * 0.031 / 0,065 = 0,23 \text{ кг/сек};$$

6. Холодопроизводительность машины:

$$Q_0 = G_g * q_0 = 0,23 * 140 = 33 \text{ кВт};$$

8. Объемная холодопроизводительность:

$$q_v = q_0 / v_1 = 140 / 0,065 = 2153,7 \text{ кДж/м}^3;$$

9. Теоритическая работа сжатия кДж/кг

$$l = i_2 - i_1 = 445 - 410 = 35 \text{ кДж/кг};$$

10. Теоритическая мощность затрачиваемая компрессором

$$N_{теор} = G_g * l = 0,23 * 35 = 8,05 \text{ кВт};$$

11. Индикаторный КПД

$$\eta_i = \lambda_n + b * t_0 = 0,85 + 0,001 * 5 = 0,855;$$

12. Индикаторная мощность в кВт

$$N_i = N_{meop} / \eta_i = 8,05 / 0,855 = 9,42 \text{ кВт};$$

13. Мощность трения в кВт

$$N_{mp} = V_h * P_{mp} = 0,031 * 49 = 1,5 \text{ кВт};$$

14. Эффективная мощность в кВт

$$N_{\varepsilon} = N_i + N_{mp} = 9,42 + 1,5 = 10,9 \text{ кВт};$$

15. Мощность на валу двигателя в кВт

$$N_{\partial\varepsilon} = N_{\varepsilon} / \eta_n = 10,9 / 0,97 = 11,3 \text{ кВт};$$

16. Тепловая нагрузка на конденсатор в кВт

$$Q_k = Q_0 + N_i = 33 + 9,42 = 42,42 \text{ кВт};$$

17. Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = Q_0 / N_{\partial\varepsilon} = 33 / 11,3 = 2,92.$$

Параметры хладагента для холодильной машины с водяным конденсатором введены в таблицу 4.2.

Таблица 4.2.

Точки	Параметры			
	P, МПа	t, °C	i, кДж/кг	v', м <sup>3</sup> /кг
1'	0,35	+5	400	0,065
1	0,35	+15	410	
2	0,9	+49	438	
3'	0,9	+35	250	
3	0,9	+32	240	
4	0,35	+5	240	

Пользуясь параметрами в узловых точках выполним тепловой расчет холодильной системы МАБ-II с водяным конденсатором. Объемная производительность компрессора  $V'_h = 111 \text{ м}^3/\text{час} = 0,031 \text{ м}^3/\text{с}$ :

2. Удельная массовая холодопроизводительность:

$$q_0 = i_1 - i_4 = 400 - 240 = 160 \text{ кДж/кг};$$

2. Коэффициент объемных потерь ( $c=0.05$ ) при  $\Delta P_k=10$  и  $\Delta P_0=10$

$$\lambda_x = ((P_0 - \Delta P_0) / P_0) - c((P_k + \Delta P_k) / P_0) - ((P_0 - \Delta P_0) / P_0) = 0,68;$$

3. Коэффициент подогрева в рабочих условиях

$$\lambda_n = T_0/T = (273 + t_0)/(273 + t_k) = 0,91;$$

4. Коэффициент подачи в компрессоре

$$\lambda_p = \lambda_x * \lambda_n = 0,68 * 0,91 = 0,62;$$

5. Массовый расход хладагента:

$$G_g = \lambda_p V_h^r / v_1 = 0,62 * 0,031 / 0,065 = 0,3 \text{ кг/сек};$$

6. Холодопроизводительность машины:

$$Q_0 = G_g * q_0 = 0,3 * 160 = 48 \text{ кВт};$$

8. Объёмная холодопроизводительность :

$$q_v = q_0 / v_1 = 160 / 0,065 = 2461 \text{ кДж/м}^3;$$

9. Теоритическая работа сжатия кДж/кг

$$l = i_2 - i_1 = 438 - 410 = 28 \text{ кДж/кг};$$

10. Теоритическая мощность затрачиваемая компрессором

$$N_{теор} = G_g * l = 0,3 * 28 = 8,4 \text{ кВт};$$

11. Индикаторный КПД

$$\eta_i = \lambda_n + b * t_0 = 0,91 + 0,001 * 5 = 0,915;$$

12. Индикаторная мощность в кВт

$$N_i = N_{теор} / \eta_i = 8,4 / 0,915 = 9,2 \text{ кВт};$$

13. Мощность трения в кВт

$$N_{тр} = V_h * P_{тр} = 0,031 * 49 = 1,5 \text{ кВт};$$

14. Эффективная мощность в кВт

$$N_s = N_i + N_{тр} = 9,2 + 1,5 = 10,7 \text{ кВт};$$

15. Мощность на валу двигателя в кВт

$$N_{дв} = N_s / \eta_n = 10,7 / 0,98 = 11 \text{ кВт};$$

16. Тепловая нагрузка на конденсатор в кВт

$$Q_k = Q_0 + N_i = 48 + 9,42 = 57,42 \text{ кВт};$$

17. Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = Q_0 / N_{дв} = 48 / 11 = 4,36.$$

Результаты обоих расчетов занесем в сводную таблицу 4.3.

Таблица 4.3.

Сопоставляемые параметры	Значения параметров	
	МАН-II с воздушным конденсатором	МАН-II с водяным конденсатором
Температура конденсации $t_k$ , °C	50	35
Давление конденсации $P_k$ , МПа	1,5	0,9
Давление кипения хладагента, $P_0$ , МПа	0,35	0,35
Отношение давлений $P_k/P_0$	4,3	2,6
Разность давлений ( $P_k - P_0$ )	1,15	0,55
Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг	140	160
Удельная работа сжатия хладагента в компрессоре, кДж/кг	35	28
Удельная тепловая нагрузка на конденсатор, кДж/кг	175	188
Массовый расход хладагента, кг/с	0,23	0,3
Холодопроизводительность, кВт	33	48
Тепловая нагрузка на конденсатор, кВт	42,42	57,42
Электрическая мощность компрессора, кВт	11,3	11
Холодильный коэффициент	2,92	4,36

Сопоставительный анализ показывает, что применение в МАБ-II водяного конденсатора вместо воздушного приводит к понижению температуры конденсации на 15<sup>0</sup>С. Данное явление дало возможность:

- увеличить холодопроизводительность машины на 45 %;
- понизить отношение давлений конденсации к кипению в 1,65 раза;
- уменьшить потребляемую компрессором электрическую мощность на 2,7%;
- в 1,5 раза увеличить энергетический показатель холодильной системы.

#### 4.2. Расчёт охлаждающей системы кожухотрубного конденсатора в УКВ МАБ-II

Задачей расчета охлаждающей системы кожухотрубного конденсатора в УКВ МАБ-II является определение площади теплопередающей поверхности кожухотрубного аппарата и его основных геометрических размеров.

В этих конденсаторах обычно применяются стальные гладкие трубы диаметром 25 x 2,5мм, 20 X 3мм 57 X 3,5мм, а также медные трубы с накатными ребрами, полученные из заготовки диаметром 20X3мм. Расчеты показали, что с уменьшением диаметра труб сокращаются масса, габаритные показатели аппарата и уменьшается масса содержащейся в нем воды. Вместе с тем повышается стоимость и снижается надежность аппаратов из-за большого числа труб, а следовательно, большого числа креплений и уплотнений труб в трубной решетке. Кроме того, при использовании загрязненной воды трубы малого диаметра интенсивнее засоряются и их очистка увеличивает эксплуатационные расходы. Указанные обстоятельства следует учитывать при выборе размеров труб.

Ранее отмечалась важность выбора скорости охлаждающей среды. Добавим, что увеличение скорости воды замедляет процесс образования накипи внутри труб, но в то же время интенсифицирует процесс коррозии поверхности из-за усиления деполаризующего воздействия кислорода, содержащегося в воде. После того как будет выбрана скорость воды и степень нагрева ее в аппарате, определяют расход воды через конденсатор  $G_w = Q_k / (c_w \Delta t_w)$ , где  $c_w$  — удельная теплоемкость воды, Дж/(кг·К);  $\Delta t_w$  — разность температур воды на выходе и входе в аппарат, К.

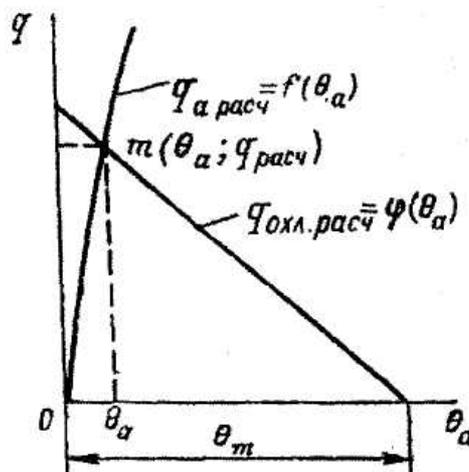


Рис. 4.3. Графоаналитическое определение плотности теплового потока в конденсаторе

После определения коэффициента теплоотдачи со стороны воды и выбора расчетной зависимости для  $\alpha_a$  можно записать уравнения по типу системы. Приняв в качестве расчетной площадь внутренней поверхности труб, получим

$$q_{a.вн} = 0,72 \sqrt{\frac{\Delta i \rho^2 \lambda^3 g}{\mu d_n} \psi_\pi \varepsilon_w \psi_\rho \theta_a^{3/4} \frac{F_n}{F_{вн}}}$$

$$q_{\omega \text{вн}} = \frac{\theta_m - \theta_a}{\frac{1}{\alpha_\omega} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}}$$

Для гладких труб коэффициент  $\psi_p = 1$  и  $F_n/F_{\text{вн}} = d_n/d_{\text{вн}}$ .

Определив графическим способом величины  $q_{\text{вн}}$  и  $\theta_a$ , находят площадь внутренней поверхности теплопередачи:  $F_{\text{вн}} = Q_k/q_{\text{вн}}$ . Далее производят расчет конструктивных параметров аппарата, к которым относятся: длина одной трубы и число труб, диаметр трубной решетки, число ходов.

Суммарная длина труб аппарата определится отношением

$$L = F_{\text{вн}} / (\pi d_{\text{вн}})$$

где  $\pi d_{\text{вн}}$  — внутренняя поверхность одного метра длины трубы, м<sup>2</sup>.

Трубы на плоскости трубной решетки размещают обычно по сторонам правильных шестиугольников и по вершинам равносторонних треугольников (рис. 4.4). При таком способе размещения число труб можно определить в зависимости от параметра по таблице или по формуле

$$n = 0,75m^2 + 0,25$$

где  $m$  — число труб, размещенных по диагонали внешнего шестиугольника.

Трубы могут быть размещены и на сегментных участках, образованных сторонами внешнего шестиугольника и окружностью трубной решетки. Такой способ называется полным заполнением трубной решетки и увеличивает число труб на 10—18% от основного. Шаг труб по горизонтали  $S$  определяется из соотношения  $S/d_n = 1,24 \div 1,45$ . Число труб в одном ходе определяется из условия обеспечения принятой скорости протекания охлаждающей воды.

где  $\rho_\omega$  — плотность воды при средней температуре ее в конденсаторе, кг/м<sup>3</sup>;  $\omega$  — принятая скорость воды, м/с.

Значение  $n$  округляют до ближайшего целого числа.

Приняв длину одной трубы, определяют общее число труб в аппарате

$$n = L/l$$

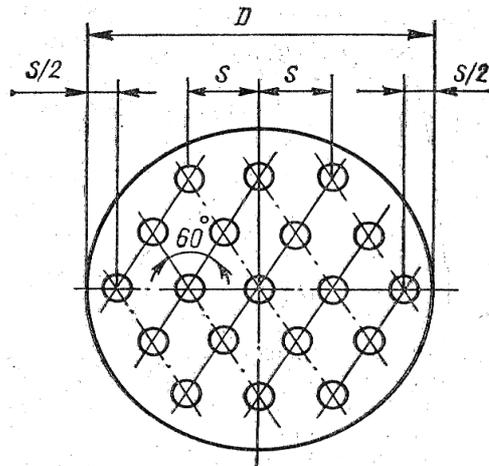


Рис. 4.4. Размещение труб в трубной решетке  
где  $l$  — длина одной трубы.

Число  $n$  округляют до ближайшего табличного значения и наводят соответствующее значение параметра  $m$ .

Диаметр трубной решетки

$$D = m S.$$

Проверяют отношение,  $l/D$ , для которого рекомендуются значения в пределах 4—8. При необходимости корректируют  $l$  и производят повторный расчет, добиваясь требуемого отношения  $l/D$ . Определение параметров  $l$ ,  $D$ ,  $m$  и  $n$  можно осуществить и другим способом. Для этого обозначим  $l/D = k$ ,  $n = L/(mSk)$ . Подставляя полученное значение  $n$  получаем

$$m^3 + \frac{1}{3}m - \frac{4}{3} \frac{L}{kS} = 0$$

Данное уравнение— есть уравнение вида  $x^3 + px + q$  имеет действительный корень, равный

$$x = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\left(\frac{q}{2}\right)^2 + \left(\frac{p}{3}\right)^3}} + \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\left(\frac{q}{2}\right)^2 + \left(\frac{p}{3}\right)^3}}$$

Для уравнения можно написать

$$\left(\frac{p}{3}\right)^3 = \frac{1}{729}; \quad \left(\frac{q}{2}\right)^2 = \frac{16}{9} \frac{L^2}{k^2 S^2}.$$

Отметим, что для реальных аппаратов кожухотрубного типа справедливо соотношение  $\left(\frac{p}{3}\right)^3 = \left\langle \left(\frac{q}{2}\right)^2, \text{ т.е. } \frac{16}{9} \frac{L^2}{k^2 S^2} \right\rangle \frac{1}{729}$ . Так, например, для конденсатора КТР-

25 имеем  $\frac{16}{9} \frac{L^2}{k^2 S^2} \approx 5,7 \cdot 10^6$ . На этом основании величиной  $(p/3)^3$  в формуле можно

пренебречь и для  $x$  написать:  $x = \sqrt[3]{-q}$

С учетом уравнения для параметра  $m$  получаем формулу

$$m = 0,75 \sqrt[3]{F_{\text{вн}} / (d_{\text{вн}} k S)}.$$

Полученное значение  $m$  округляют до ближайшего нечетного числа и затем определяют значения, основных конструктивных параметров аппарата.

Число ходов по воде  $z = n/n_1$ . Число ходов обычно выбирают четным с тем, чтобы патрубки для входа и выхода воды располагались в одной крышке.

По выбранному числу ходов определяют конфигурацию перегородок в крышках аппарата. По эскизу трубной решетки с нанесенной разметкой труб уточняют число труб в каждом ходе, стремясь обеспечить их примерное равенство. Распределение труб по ходам можно осуществить несколькими способами (рис. 4.5). На рисунке сплошными линиями показаны перегородки в передней крышке, а штриховой линией — в задней крышке аппарата. Цифры обозначают последовательность ходов. В крышках двух- и четырех ходовых аппаратов ходы могут разделяться параллельными перегородками (рис. 4.5,а). При большем числе ходов перегородки имеют более сложную конфигурацию (рис. 4.5,б,в). На рис. 4.5, в показана схема крышек восьми ходового аппарата при заполнении трубами только части его высоты  $h$ . Нижняя часть свободна от труб и служит ресивером.

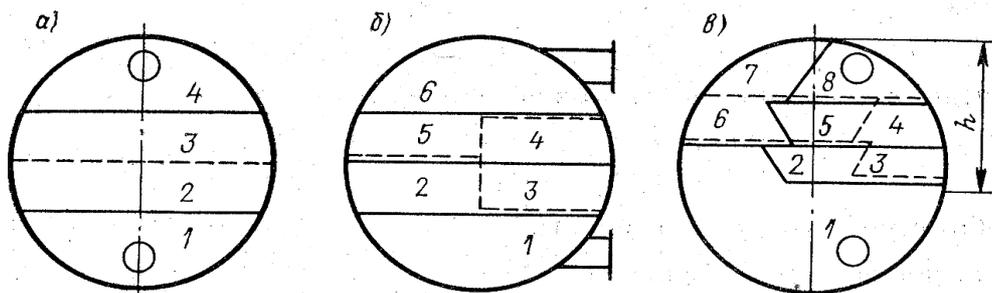


Рис. 4.5. Распределение труб по ходам с помощью перегородок в передней и задней крышках конденсатора

При расчете вертикального кожухотрубного конденсатора коэффициент теплоотдачи со стороны воды определяется по расчетным зависимостям для условий стекания пленки жидкости [27,28]. Теплоотдача от конденсирующегося холодильного агента рассчитывается по формуле для условий волнового движения пленки конденсата, так как высота вертикальных конденсаторов обычно не превышает критическую, при которой наступает турбулентный режим движения жидкости. Поправочный коэффициент, полагают сначала равным 1, а затем уточняют после определения числа  $Re$ . Одним из указанных способов определяют плотность теплового потока  $q$ , что дает возможность найти число  $Re$ . По числу  $Re$  определяют коэффициент  $\varepsilon_v$  и уточняют значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_a$ .

Выполним расчет площади поверхности теплопередачи, основных размеров и гидравлического сопротивления горизонтального кожухотрубного конденсатора по расчетным параметрам, выполненным в параграфе 4.1.

#### Исходные данные

Тепловая нагрузка на конденсатор $Q_K$ , кВт	57,42
Температура, °C:	
конденсации $t_k$	35
начальная охлаждающей воды $t_{wl}$	25
Холодильный агент	R134a

Принимаем нагрев охлаждающей воды  $\Delta t_\omega$  и среднюю логарифмическую разность температур  $\theta_m$  равными соответственно 6 и 4 °C,

Массовый расход воды через конденсатор

$$G_\omega = Q_K / (c_\omega \Delta t_\omega) = 57,42 / (4,183 \cdot 6) = 2,3 \text{ кг/с},$$

где  $c_\omega$  - удельная теплоемкость воды при средней температуре ее в конденсаторе 27 °C, кДж/(кг · К).

В качестве поверхности теплопередачи выбираем шахматный пучок из медных труб со стандартным наружным оребрением: внутренний диаметр  $d_{вн} = 0,0132 \text{ м}$ ; диаметры окружности выступов и впадин соответственно  $d_n = 0,021 \text{ м}$  и  $d_0 = 0,0165 \text{ м}$ ; шаг ребер  $u = 0,002 \text{ м}$ ; площади наружной и внутренней поверхностей 1 м длины трубы соответственно  $F'_n = 0,149 \text{ м}^2$  и  $F'_{вн} = 0,0415 \text{ м}^2$ , коэффициент оребрения  $\beta = F'_n / F'_{вн} = 3,6$ .

Приняв скорость воды в аппарате  $\omega = 1,9 \text{ м/с}$ , определяем число труб в одном ходе:

$$n_1 = 4G_\omega / (\pi \rho_\omega d_{\text{вн}}^2 \omega) = 4 \cdot 2,3 / (\pi \cdot 998,2 \cdot 0,0132^2 \cdot 1,9) \approx 10.$$

По этому же уравнению уточняем скорость воды при  $n_1 = 10$ . Получаем  $\omega = 1,88 \text{ м/с}$ .

Для расчета коэффициента теплоотдачи со стороны воды определяем числа Рейнольдса и Нуссельта:

$$\text{Re} = \omega d_{\text{вн}} / \nu = 1,88 \cdot 0,0132 / (1,006 \cdot 10^{-6}) = 24361,$$

где  $\nu$  - кинематическая вязкость воды,  $\text{м}^2 / \text{с}$ ;

для турбулентного режима

$$\text{Nu} = 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} = 0,021 \cdot 24361^{0,8} \cdot 7,03^{0,43} = 160$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды:

$$\alpha_\omega = \text{Nu} \lambda / d_{\text{вн}} = 160 \cdot 0,597 / 0,0132 = 7261 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где  $\lambda$  - теплопроводность воды,  $\text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$ .

Приняв суммарное термическое сопротивление стенки трубы и загрязнений равным  $\sum(\delta_i / \lambda_i) = 2,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$ , составим уравнение для определения плотности теплового потока со стороны воды:

$$q_\omega = A(\theta_m - \theta_a) = \frac{\theta_m - \theta_a}{1/\alpha_\omega + \sum(\delta_i / \lambda_i)} = \frac{4 - \theta_a}{1/7261 + 2,6 \cdot 10^{-4}} = 2514(4 - \theta_a).$$

Для дальнейших расчетов необходимо найти плотность теплового потока  $q_{\text{вн}}$ .

Точное значение  $q_{\text{вн}}$  на данном этапе расчета установить невозможно, поэтому вычисляем ориентировочное значение  $q'$ , приняв  $\theta_a = 0,3\theta_m$ . Тогда  $q' = A(\theta_m - 0,3\theta_m) = 0,7A\theta_m = 0,7 \cdot 2514 \cdot 4 = 7039 \text{ Вт} / \text{м}^2$ .

При расположении труб в трубной решетке в вершинах правильных треугольников и по сторонам правильных концентрических шестиугольников параметр  $m$  определится следующим образом

$$m = 0,75 \sqrt[3]{\frac{Q_\kappa}{q' S d_{\text{вн}} (l/D)}},$$

где  $m$  - число труб, располагаемых по большой диагонали внешнего шестиугольника; S-горизонтальный шаг труб:  $S = 1,3d_n = 1,3 \cdot 0,02 = 0,026 \text{ м}$ ;  $l/D$  - отношение длины трубы в аппарате к диаметру трубной решетки, принимаем  $l/D = 8$ .

Тогда

$$m = 0,75 \sqrt[3]{57,42 \cdot 10^3 / (7039 \cdot 0,027 \cdot 0,0132 \cdot 8)} = 10,87.$$

Округляя до ближайшего нечетного числа, получаем  $m = 11$ . Число горизонтальных рядов труб в аппарате  $n_g = m = 11$ ,  $n_g / 2 \approx 6$ . Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося R134a, отнесенный к внутренней поверхности труб,

$$\alpha_a = 0,72 \sqrt[4]{\Delta i \rho^2 \lambda^3 g / (\mu d_0)} (n_g / 2)^{-0,167} \beta \theta_a^{-0,25} \psi_p =$$

$$= 0,72 \sqrt[4]{159,94 \cdot 10^3 \cdot 1309^2 \cdot 0,0691^3 \cdot 9,81 / (2,57 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0165)} \cdot$$

$$\cdot 6^{-0,167} \cdot 3,6 \theta_a^{-0,25} \cdot 1,609 = 117590 \theta_a^{-0,25},$$

где  $\Delta t = q_k = 159,94$  КДЖ/кг - разность энтальпий R134a на входе и выходе из конденсатора; плотность  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>, теплопроводность  $\lambda$ , Вт/(м·К), и динамическая вязкость  $\mu$ , Па·с взяты для насыщенной жидкости R134a при температуре 35 °С;  $\theta_a$  - разность температур конденсации и стенки трубы, С;  $\psi_p$  - коэффициент, учитывающий различные условия конденсации на горизонтальных и вертикальных участках поверхности трубы:

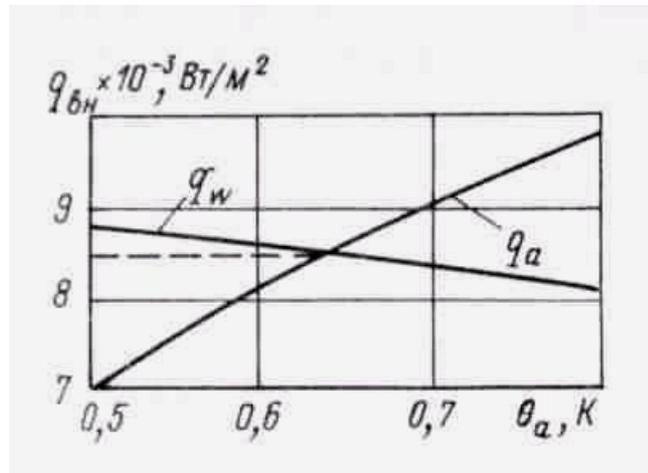


Рис. 4.6. Графоаналитическое определение плотности теплового потока в горизонтальном кожухотрубном конденсаторе

$$\psi_p = 1,3 \left( \frac{F'_g}{F'_h} \right) E^{0,75} \left( \frac{d_0}{h'_p} \right) + F'_g + F'_h = 1,3 (0,139 / 0,149) \cdot$$

$$\cdot (0,0165 / 0,0063) + 0,01 / 0,149 = 1,609;$$

$F'_g$  - площадь поверхности вертикальных участков ребер на 1м длины трубы:  
 $F'_g = \pi(d_n^2 - d_0^2) / [2u \cos(\alpha / 2)] =$   
 $= \pi(0,021^2 - 0,0165^2) / (2 \cdot 0,002 \cdot \cos 17^\circ 30') = 0,139 \text{ м}^2$ ;  $\alpha = 35^\circ$  - угол при вершине ребра;  
 $F'_h$  - площадь поверхности горизонтальных участков трубы длиной 1м:  
 $F'_h = F'_n - F'_g = 0,149 - 0,139 = 0,01 \text{ м}^2$ ;  $h'_p$  - приведенная высота ребра:  
 $h'_p = 0,25\pi(d_n^2 - d_0^2) / d_n = 0,25\pi \cdot (0,021^2 - 0,0165^2) / 0,021 = 0,0063 \text{ м}$ ;  $E$  - эффективность ребра для низких накатных ребер:  $E = 1$ .

Плотность теплового потока со стороны R134a определяется следующим уравнением общего вида:  $q_a = B\theta_a^k$ . В нашем случае  $q_a = \alpha_a \theta_a = 117590 \theta_a^{-0,25} \theta_a = 117590 \theta_a^{0,75}$ .

Таким образом, получены уравнения для определения плотности теплового потока. Перепишем их в общем и конкретном виде:

$$\left. \begin{aligned} q_{\omega} &= A(\theta_m - \theta_a) = 2514(4 - \theta_a); \\ q_a &= B\theta_a^k = 11759\theta_a^k \end{aligned} \right\}$$

Данная система уравнений является трансцендентной относительно  $q$  и  $\theta_a$ . Наглядный и достаточно точный результат дает графоаналитический метод, основанный на том факте, что в установившемся режиме работы аппарата имеет место равенство  $q_{\omega} = q_a = q_{\text{вн}}$ . Это позволяет определить фактическое значение плотности теплового потока  $q_{\text{вн}}$  как ординату точки пересечения графических зависимостей  $q_{\omega} = 2514(4 - \theta_a)$  и  $q_a = 11759\theta_a^{0,75}$  в координатных осях  $\theta_a - q$ . Для построения упомянутых зависимостей предварительно вычисляют значение  $q$  для ряда значений  $\theta_a$ . Результаты такого расчета приведены ниже.

$\theta_a, \text{ }^{\circ}\text{C}$ .....	0,5	0,6	0,7	0,8
$q_{\omega} = 2514(4 - \theta_a), \text{ Вт/м}^2$ .....	8799	-	-	8045
$q_a = 11759\theta_a^{0,75}, \text{ Вт/м}^2$ .....	6992	8016	8999	9947

По этим данным построены кривые  $q_{\omega} = f(\theta_a)$  и  $q_a = \varphi(\theta_a)$  на рис. 4.6. Точка пересечения кривых определяет значение  $q_{\text{вн}} = 8400 \text{ Вт/м}^2$ .

Более точное значение  $q_{\text{вн}}$  находят по итерационному выражению \*

$$q_{\text{вн}} = \frac{(x-1)(q')^x + \theta_m B^x}{x(q')^{x-1} + B^x / A},$$

где введено обозначение  $x = 1/R = 1/0,75 = 1,333$ . Остальные параметры итерационного выражения вычислены ранее и имеют следующие значения:  $A = 2514$ ;  $B = 11759$ ,  $\theta_m = 4$ ,  $q' = 7039 \text{ Вт/м}^2$ . После подстановки получаем для первого итерационного шага

$$q_{\text{вн}1} = \frac{(1,33-1)7039^{1,333} + 4 \cdot 11759^{1,333}}{1,333 \cdot 7039^{1,333-1} + 11759^{1,333} / 2514} = 8449 \text{ Вт/м}^2.$$

Подставив в исходное итерационное выражение вместо  $q'$  значение  $q_{\text{вн}1}$ , получим для второго итерационного шага  $q_{\text{вн}2} = 8440 \text{ Вт/м}^2$ . Относительная погрешность составляет

$$\delta q = (q_{\text{вн}1} - q_{\text{вн}2}) / q_{\text{вн}2} = (8449 - 8440) / 8440 = 1,07 \cdot 10^{-3} \text{ или } 0,107 \%. \text{ Ввиду}$$

достаточной точности итерационный процесс прекращаем и принимаем

$$q_{\text{вн}} = 8440 \text{ Вт/м}^2.$$

Ранее было получено  $m = 11$ , тогда общее число труб в аппарате будет равно

$$n = 0,75 m^2 + 0,25 = 0,75 \cdot 11^2 + 0,25 = 91.$$

Число ходов в аппарате по воде  $z = n/n_1 = 91/16 = 5,68$ . Принимаем  $z = 6$ , тогда  $n = 16 \cdot 6 = 96$ .

Диаметр трубной решетки

$$D = ms = 11 \cdot 0,026 = 0,286 \text{ м}.$$

Площадь внутренней поверхности теплопередачи

$$F_{\text{вн}} = Q_k / q_{\text{вн}} = 57,42 \cdot 10^3 / 8440 = 6,8 \text{ м}^2.$$

Длина одной трубы в аппарате

$$l = F_{\text{вн}} / (\pi d_{\text{вн}} n) = 6,8 / (\pi 0,0132 \cdot 96) = 1,71 \text{ м}.$$

Отношение  $l/D = 1,72/0,286 = 5,97$ . Это приемлемо, так как для современных аппаратов средние значения  $l/D$  лежат в пределах 4-8.

#### 4.3. Выводы по четвертой главе

В транспортных установках с воздушным охлаждением конденсаторов заметно увеличивается в летнее время расход энергии на выработку холода, так как возрастающее давление конденсации требует увеличения энергозатрат на привод компрессора.

Холодильные машины с воздушным конденсатором имеют ряд недостатков по сравнению с машинами, у которых водяные конденсаторы. Высокое давление конденсации, связанное с температурой окружающей среды, приводят к снижению удельной холодопроизводительности и повышению работы сжатия (увеличивается потребляемая энергия). Как говорилось снижение температуры конденсации приводит к увеличению

холодильного коэффициента,  $\varepsilon = \frac{Q_0}{N}$ , который является одним из основных показателей совершенства холодильной системы.

Выполнен термодинамический анализ холодильного цикла для УКВ МАБ-II с воздушным конденсатором и предлагаемом с водяным конденсатором на хладагенте R-134a для условий кондиционирования.

Сопоставительный анализ показал, что применение в МАБ-II водяного конденсатора вместо воздушного приводит к понижению температуры конденсации на  $15^{\circ}\text{C}$ . Данное явление дало возможность:

- увеличить холодопроизводительность машины на 45 %;
- понизить отношение давлений конденсации к кипению в 1,65 раза;
- уменьшить потребляемую компрессором электрическую мощность на 2,7%;
- в 1,5 раза увеличить энергетический показатель холодильной системы.

Выполнен расчет площади поверхности теплопередачи, основных размеров горизонтального кожухотрубного конденсатора. Площадь внутренней поверхности теплопередачи конденсатора составил:

$$F_{\text{вн}} = 6,8 \text{ м}^2.$$

**Заключение**

1. Выполнен обзор конструктивных особенностей теплообменных аппаратов транспортных холодильных машин. Главным назначением теплообменных аппаратов, является передача теплоты от одной рабочей среды к другой либо через разделительную поверхность, либо при их непосредственном контакте. Теплообменные аппараты, в частности конденсатор и испаритель, являются обязательными элементами паровых холодильных машин; необходимость их применения обусловлена самим принципом работы машины.

2. В холодильных машинах транспортных установок используют конденсаторы воздушного охлаждения трубного или змеевикового типа с принудительным движением охлаждающего воздуха в межтрубном пространстве. Поверхность теплообмена в таких конденсаторах образуют трубки малого диаметра с развитым наружным оребрением.

3. Важной конструктивной характеристикой аппарата, влияющей на его производительность и, в частности, на величину  $k$ , является коэффициентом оребрения  $\beta$ , представляющий отношение большей площади поверхности теплообмена к меньшей.

4. Основной составляющей термического сопротивления в конденсаторах является плёнка конденсата. Разрушив эту плёнку или уменьшив её толщину можно существенно снизить термическое сопротивление. Интенсификация процесса конденсации является наиболее приемлемой при использовании сил поверхностного натяжения.

5. На коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха влияют многие факторы: скорость воздуха; температура воздуха; размера ребер и шага между ними; температура конденсации; расположение труб и другие.

6. Основным недостатком воздушных аппаратов является их малый коэффициент теплопередачи  $k$ . Кроме того из – за высокой температуры окружающей среды в летнее время давление конденсации приближается к допустимым предельным значениям, что снижает надёжность и холодопроизводительность всей холодильной машины.

7. Проанализированы факторы, влияющие на интенсификацию теплообмена в аппаратах воздушного охлаждения.

8. Основным методом интенсификации теплообмена в аппаратах воздушного охлаждения является преобразование их оребрения (рассечение ребра на короткие участки, отгибание части ребра, гофрирование всей поверхности ребра, нанесение выступов и канавок, нанесение перфорации и расположение ребер под углом).

9. Выполнен сравнительный анализ воздушных и водяных конденсаторов. В транспортных установках с воздушным охлаждением конденсаторов заметно увеличивается в летнее время расход энергии на выработку холода, так как возрастающее давление конденсации требует увеличения энергозатрат на привод компрессора.

Холодильные машины с воздушным конденсатором имеют ряд недостатков по сравнению с машинами, у которых водяные конденсаторы. Высокое давление конденсации, связанное с температурой окружающей среды, приводят к снижению удельной холодопроизводительности и повышению работы сжатия (увеличивается потребляемая энергия). Снижение температуры конденсации приводит к увеличению холодильного коэффициента,  $\varepsilon = \frac{Q_0}{N}$ , который является одним из основных показателей совершенства холодильной системы.

10. Выполнен термодинамический анализ холодильного цикла для УКВ МАБ-II с воздушным конденсатором и предлагаемом с водяным конденсатором на хладагенте R-134a для условий кондиционирования.

Сопоставительный анализ показал, что применение в МАБ-II водяного конденсатора вместо воздушного приводит к понижению температуры конденсации на 15<sup>0</sup>С. Данное явление дало возможность:

- увеличить холодопроизводительность машины на 45 %;
- понизить отношение давлений конденсации к кипению в 1,65 раза;
- уменьшить потребляемую компрессором электрическую мощность на 2,7%;
- в 1,5 раза увеличить энергетический показатель холодильной системы.

11. Выполнен расчет площади поверхности теплопередачи, основных размеров горизонтального кожухотрубного конденсатора. Площадь внутренней поверхности теплопередачи конденсатора составил:

$$F_{вн} = 6,8 \text{ м}^2.$$

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каримов Ислам Абдуганиевич. Мировой финансово-экономический кризис, пути и меры по его преодолению в условиях Узбекистана / И.А.Каримов. – Т.: Узбекистан, 2009. – 48с.
2. Под ред. проф. Л. А. Шадура «Вагоны» - М.: Транспорт, 1980. 440 с.
3. И.Ф. Постухов, В.В. Лукин, Н.И. Жуков. «Вагоны» - М.Транспорт, 1988. 280 с.
4. Демьянков Н.В. «Холодильные машины и установки» М.: Изд-во «Транспорт» 1969г. (416 с)
5. Зворыкин М.Л., Черкез В.М. Установки кондиционирования воздуха и холодильники пассажирских вагонов: - М.: Транспорт,1969,-264с.
6. Алабовский А.Н. Техническая термодинамика и теплопередача. - Киев.: Выща школа. 1990. – 255с.
7. Данилова Г.Н. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. – : Машиностроение. 1986. – 303с.
8. Исаченко В.П. и др. Теплопередача. – М.: Энергия. 1981. – 416с.
9. Исаченко В.П. Теплообмен при конденсации. – М.: Энергия. 1977.–239с
10. Риферт В.Г. и др. Исследования плёночной конденсации пара при наличии интенсифицирующего воздействия поверхностных сил. В кн. Тепломассообмен. В 4-х т. – Минск. 1976. Т. 3. С. 138-143.
11. Юдаев Б.Н. Техническая термодинамика. Теплопередача. – М.: Высшая школа. 1988. – 479с.
12. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. – М.: Энергия. 1979. – 462с.
12. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. Справоч. пособие. – М.: Энергоатомиздат. 1990. – 397с.
14. Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. – М.: Энергоатомиздат. 1985. – 425с .
15. Кутателадзе С.С. Теплообмен при конденсации и кипении. – М.: Машгиз. 1952. – 232с.
16. Леонтьев А.И. Теория тепломассообмена. – М.: Энергия. 1979.-376 с.
17. Капица П.Л. Волновое течение тонких слоев жидкости. Свободное течение. // ЖЭТФ. 1948. Т18. N° 1. С. 847-853.
18. Капица П.Л., Капица С.П. Волновое течение тонких слоев вязкой жидкости. //ЖЭТФ. 1949. Т.19 N°2. С.715-723.

19. Лабунцов Д.А. Теплоотдача при плёночной конденсации чистых паров на вертикальных поверхностях и горизонтальных трубах. // Ж. Теплоэнергетика. 1957. № 7. С. 72-80.
20. Левин А.Б., Бердлик М.П. Вопросы теплопередачи. – М.: МЛТИ.1976. – 215с.
21. Слепян Е.Е. Исследования теплоотдачи при конденсации фреона-12 на горизонтальных гладкой и ребристых трубах. //ЖТФ.1952. – Т.32. Вып.7. С. 1109-1123.
22. СоколовЕ.Е. Исследования теплоотдачи при конденсации фреона-22. //Ж. Холодильная техника.1957. № 3. С. 71-75.
23. Зозуля.Н.В. и др. Интенсификация процесса теплоотдачи при конденсации фреона-113 на горизонтальных трубах. // Ж. Холодильная техника. 1969. № 4. С. 25-28.
24. Зозуля Н.В. Бовиков В.П. Теплоотдача при конденсации фреона-113. //Ж. Теплофизика и теплотехника.1970. Вып.16 С. 32-34.
25. Боголюбов Ю.Н. и др. Результаты исследования и промышленного внедрения винтообразно-профилированных труб. //Ж. Теплоэнергетика. 1981. № 7. С. 48-50.
26. Боголюбов Ю.Н. и др. Результаты промышленного применения витых труб в конденсаторе турбины. ПТ-25-90/10 ТЭЦ. № 7. Ленэнерго. // Ж. Энергомашиностроение. 1977. № 4. С. 35-36.
- 27.Быков Б.В. Устройство и техническое обслуживание пассажирских вагонов.-М.: Желдориздат, Трансинфо, 2006.-344с.
- 28.Гапанович В.А., Назаров А.С., Яговкин А.Н. и др. Технические особенности высокоскоростного поезда VELARO RUS // Техника железных дорог.-2009.-№1.-С. 37-49.
- 29.Андрияка В.Н., Черкашин Ю.М. Пассажирский подвижной состав // Железнодорожный транспорт.-1998.-№4.-С. 63-65.
- 30.Лукин В.В. и др. Вагоны. Общий курс: Учебник для вузов железнодорожного транспорта / В.В. Лукин, П.С. Анисимов, Ю.П. Федосеев; Под ред. В.В. Лукина.-М.: Маршрут, 2004.-424 с.
- 31.Лисицын А.Л. Научный поиск и практика // Железнодорожный транспорт.-2009.-№7.-С. 113-119