

Автореферат

Н

163

проф. Алексееву В.А.
ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

Аспирант ЛИСИН Валерий Владимирович

**ИССЛЕДОВАНИЕ
АММИАЧНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ
С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ
КРУПНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК**

Специальность № 05.04.03—Гидравлические машины,
машины и аппараты холодильной и криогенной техники)

**АВТОРЕФЕРАТ
ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ
КАНДИДАТА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК**

ОДЕССА — 1974

МВССО УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи

Аспирант ЛИСИН Валерий Владимирович

ИССЛЕДОВАНИЕ АММИАЧНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ С ВОЗДУШНЫМ
ОХЛАЖДЕНИЕМ КРУПНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

(Специальность № 05.04.03: - Гидравлические ма-
шины, машины и аппараты холодильной и криоген-
ной техники)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

xv1247
ИНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
БІБЛІОТЕКА

г.Одесса - 1974 г.

Работа выполнена на кафедре холодильных установок Одесского технологического института холодильной промышленности.

Научный руководитель – кандидат технических наук, доцент
Чепурненко В.П.

Научный консультант – доктор технических наук, профессор
Чуклин С.Г.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Завила В.З.
кандидат технических наук, доцент
Кузнецов А.П.

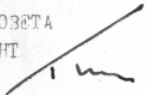
Ведущая организация – Салаватский ордена Ленина нефтехимический комбинат

Автореферат разослан " 19 " марта 1974 г.

Защита диссертации состоится " 22 " апреля 1974 г.
в 15⁰⁰ час. на заседании Совета факультетов холодильных машин, глубокого холода и криогенной техники Одесского технологического института холодильной промышленности.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института. Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью учреждения, просим направлять в Совет института по адресу: 270000, г.Одесса, ГСП, ул. Петра Великого 1/3.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА
ФАКУЛЬТЕТОВ, ДОЦЕНТ

 ЛИХИЦКИЙ Г.В.

Иск. 03-218

Подавляющее большинство крупных аммиачных холодильных установок различных отраслей народного хозяйства оборудованы кожухотрубными, оросительными либо испарительными конденсаторами, требующими для эксплуатации значительных количеств пресной охлаждающей воды. В то же время опыт эксплуатации крупных холодильных установок предприятий химической, нефтехимической и других отраслей промышленности показывает, что такие конденсационные устройства не обеспечивают нормальных условий работы установок. Так, в летнее время, вследствие высокой температуры охлаждающей воды, холодильные установки эксплуатируются при повышенных давлениях конденсации, что приводит к перерасходу энергии. При низких температурах атмосферного воздуха в зимний период подача воды на конденсаторы связана со значительными трудностями эксплуатации устройств испарительного охлаждения, вызванными их обледенением, особенно в северных и центральных районах СССР. Всё это вызывает необходимость разработки новых конденсационных устройств холодильных установок, обеспечивающих экономичные условия эксплуатации и значительно сокращающих потребление охлаждающей воды. Тем более, что, по данным Госплана СССР, суммарное потребление воды промышленными предприятиями европейской части Советского Союза, Урала и прилегающих к нему районов Западной Сибири в ближайшее время превысит практически возможную полезную отдачу рек. Уже сейчас водный баланс ряда республик крайне напряжен. Кроме того, засоренность и утепление рек приводит к ухудшению качества воды. А большие капитальные вложения, необходимые для подачи и очистки охлаждающей воды, для сооружения устройств обратного охлаждения воды, приводят к росту цены воды, которая становится решающим фактором в эксплуатационных расходах. Применение конденсаторов с воздушным охлаждением позволит сократить потребление свежей воды в десятки раз.

После работы по созданию, исследованию и стандартизации теплообменников с воздушным охлаждением, проведенной ГИПРОНЕТЕМАШ-ем, эти теплообменные аппараты находят всё более широкое применение на предприятиях нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности в качестве охладителей и конденсаторов технологических потоков. Воздушные конденсаторы аммиака в холодильных установках пока распространения не получили. Вопросам исследования конденсаторов аммиака с воздушным охлаждением и теплообменной поверхности, предлагаемой для конденсаторов холодильных установок, посвящена настоящая работа.

Диссертация состоит из четырёх глав. В первой главе рассмотрены аппараты с воздушным охлаждением, их теплообменные поверхности. Описывается способ изготовления ребристых труб методом литья под давлением. Вторая глава посвящена исследованию тепловых и аэродинамических характеристик литых ребристых поверхностей, выбору их оптимальной геометрии. В третьей главе приведено аналитическое исследование теплообменной поверхности, изготовленной методом литья под давлением, проводится сравнение этой поверхности с теплообменными поверхностями, употребляемыми в типовых аппаратах воздушного охлаждения. В четвертой главе приводятся результаты исследований опытно-промышленных образцов конденсаторов аммиака с воздушным охлаждением. В заключение сформулированы выводы по работе.

В ряде зарубежных стран теплообменные аппараты с воздушным охлаждением нашли широкое применение. Существует несколько типов конструкций воздушных теплообменников. В США применяют теплообменники с горизонтальным расположением оребренных трубных секций. Эта компоновка аппарата считается наиболее простой и экономичной. Необходимость экономии площади способствовала созданию

конструкций аппаратов шатрового типа, применяемых, в основном, в ГРГ, с зигзагообразным расположением ребристых секций, разработанных в СССР, и аппаратов вертикального типа.

В качестве теплообменных поверхностей аппаратов воздушного охлаждения используют, как правило, биметаллические оребренные трубы. В СССР типовые теплообменники воздушного охлаждения выпускаются двух модификаций: с коэффициентами оребрения $\varphi = 9$ и $\varphi = 14,6$.

Одним из главных критериев оценки теплообменных поверхностей при проектировании аппарата является коэффициент теплопередачи, оптимальное значение которого определяется из условия равенства внешнего и внутреннего термических сопротивлений:

$$\frac{1}{\alpha_1 \cdot F_1} = \frac{1}{\alpha_2 \cdot F_2} \quad (I)$$

где α_1 и α_2 - коэффициенты теплоотдачи с внешней и внутренней сторон, соответственно, Вт/м² °С;

F_1 и F_2 - площади внешней и внутренней теплообменных поверхностей, м².

Для конденсаторов аммиака с воздушным охлаждением оптимальное значение отношения $\frac{F_1}{F_2}$ лежит в пределах 25 + 40. Теплообменные поверхности с подобным коэффициентом оребрения, имеющие, к тому же, высокое значение коэффициента эффективности ребра, до настоящего времени ни в СССР, ни за рубежом не изготавливались.

В связи с этим, в ОТИП был разработан способ изготовления высокоразвитых теплообменных поверхностей методом литья под давлением. В качестве технологического оборудования, необходимого для изготовления оребренных труб этим методом, используются литейная машина и специальная пресс-форма. Для отливки ребер можно использовать любую из отечественных или иностранных машин для

литься под давлением. Основная часть пресс-формы - матрица выполняется наборной из пластин, повторяющих геометрическую конфигурацию требуемого оребрения. Между пластинами в радиальном направлении предусмотрены щели для выхода воздуха и газов, образуемых при выгорании смазки. Остальные части пресс-формы аналогичны таким же частям обычных пресс-форм для литья под давлением. Ребра отливаются на стальных цельнотянутых трубах из алюминия. Оребрение выполняется непрерывным, длина оребренной трубы может быть любой, длина одной отливки изменяется в зависимости от целевого назначения теплообменной поверхности и класса литейной машины. Значительного снижения стоимости оребрения, без существенного изменения его тепловых характеристик, можно достичь, применяя вместо алюминия вторичные силумины.

Разработанная технология изготовления развитых теплообменных поверхностей позволяет избавиться от недостатков, присущих всем остальным способам оребрения:

1. Ликвидируется воздушная прослойка между основной несущей трубой и оребрением (воздух вытесняется расплавленным металлом).
2. Не требуется дефицитных цельнотянутых алюминиевых труб.
3. Появляется возможность изготовления поверхностей с любыми, практически необходимыми геометрическими параметрами.
4. Снижается стоимость 1 м^2 оребренной поверхности.

Важнейшим узлом конденсатора и теплообменников с воздушным охлаждением является их теплообменная поверхность. Стоимость развитой оребренной поверхности составляет 60+80% от стоимости всего аппарата, поэтому проектированию, изготовлению и исследованию теплообменной поверхности уделяется большое внимание.

Анализ литературных данных показал, что обобщенных эмпирических зависимостей, характеризующих теплоотдачу и сопротивление теплообменных поверхностей и способных учитывать всё многообразие развитых поверхностей, пока нет.

Геометрические параметры ребристой поверхности, изготовленной методом литья под давлением, выходят за пределы применимости существующих эмпирических зависимостей для расчёта теплоотдачи и сопротивления. Поэтому появилась необходимость проведения исследований тепловых и аэродинамических характеристик литой теплообменной поверхности.

Исследования проводились в аэродинамической трубе, позволяющей проводить эксперименты как замкнутым, так и разомкнутым циклом. Приводом вентилятора служил электродвигатель постоянного тока, что позволяло плавно регулировать число оборотов вентилятора и, соответственно, расход воздуха.

Основным узлом аэродинамической трубы являлся рабочий участок, состоявший из пучка оребренных труб, закрепленных в съёмных трубных досках. В качестве калориметрического был выбран диагональный ряд труб. Для измерения температур в процессе экспериментов была использована термопарная установка со I33 медь-константановыми термопарами. Точность измерения температур была равна $\pm 0,1$ град. Сопротивление пучка труб измерялось микроманометром ММН, подключенным к специальным коллекторам-отборникам статического давления. Скорость воздуха определялась с помощью трубок Прандтля, установленных в координатниках в двух взаимно перпендикулярных осях.

Методом исследования был выбран метод локального моделирования при стационарном тепловом потоке. При этом среднее значение коэффициента теплоотдачи определялось из выражения:

$$\alpha = \frac{Q}{(t_c - t_{ж}) \cdot F} \quad (2)$$

где: Q - тепловая нагрузка, Вт;
 t_c - температура поверхности;
 $t_{ж}$ - температура потока;

Тепловая нагрузка оребренных труб создавалась внутренними электронагревателями. Принятая в экспериментальном стенде схема работы электронагревателей позволяла плавно изменять удельную тепловую нагрузку теплообменной поверхности от 500 до 10000 $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$.

Результаты опытов обрабатывались в виде критериальных зависимостей $Nu = f(Re)$ и $Eu = f(Re)$.

В качестве определяющего размера был принят эквивалентный диаметр живого сечения, образованного двумя парами соседних ребер, расположенных перпендикулярно воздушному потоку, определяющей температуры - средняя температура воздушного потока.

Эквивалентный диаметр рассчитывали из выражения

$$d_3 = \frac{4F}{P} = \frac{2[S_1 \cdot (t - \frac{\delta_0 - \delta_d}{2}) - d(t - \delta_{cp}) - D \cdot \delta_2]}{S + t + \delta_2 - d - \delta_0} \quad (3)$$

S_1 и S_2 - поперечный и продольный шаги труб в пучке, м;

δ_0 , δ_2 и δ_{cp} - толщины ребра у основания, на вершине и средняя величина толщины, соответственно,

м;

t - шаг ребер, м;

d , D - диаметры трубы и ребра, м.

Для выяснения влияния геометрических характеристик пучков труб на их теплоотдачу и сопротивление исследования проводились с тремя типами трубных пучков. Геометрические параметры исследованных пучков и значения коэффициентов c , c' , n и m в частных эмпирических зависимостях, полученные в результате исследований, приведены в таблице. Зависимости, описывающие теплоотдачу и сопротивление исследованных пучков труб, были аппроксимированы методом наименьших квадратов с помощью ЭЦВМ "ПромГиб-2".

| № пучков | Поперечный шаг, S_1 , м | Продольный шаг, S_2 , м | $Nu = c \cdot Re^n$ | | $Eu = c' \cdot Re^m$ | |
|----------|---------------------------|---------------------------|---------------------|------|----------------------|--------|
| | | | c | n | c' | m |
| 1 | 0,0110 | 0,0095 | 0,080 | 0,60 | 4,5 | -0,300 |
| 2 | 0,0110 | 0,0095 | 0,056 | 0,65 | 5,2 | -0,333 |
| 3 | 0,0110 | 0,0110 | 0,050 | 0,65 | 4,3 | -0,320 |
| 4 | 0,0110 | 0,0110 | 0,070 | 0,61 | 2,75 | -0,250 |
| 5 | 0,0125 | 0,0095 | 0,078 | 0,63 | 2,9 | -0,210 |
| 6 | 0,0125 | 0,0095 | 0,078 | 0,65 | 4,9 | -0,250 |

Обобщенные уравнения, характеризующие тепловые и аэродинамические характеристики исследованных пучков труб в зависимости от их геометрических характеристик (также полученные с помощью ЭЦВМ "ПромГиб-2"), имеют вид:

$$Nu = 0,1 \cdot Re^{0,6} \cdot \left(\frac{S_1}{d}\right)^{1,3} \cdot \left(\frac{S_2}{d}\right)^{-1,5} \quad (4)$$

и

$$\frac{Eu}{z} = 2,7 Re^{-0,33} \cdot \left(\frac{S_1}{d}\right)^{1,3} \cdot \left(\frac{S_2}{d}\right)^{-0,8} \quad (5)$$

Результаты исследований подтвердили мнение ряда авторов о степени влияния продольного и поперечного шагов труб на тепловые и аэродинамические характеристики пучков оребренных труб.

Исследования были проведены в интервалах значений $\frac{S_1}{d} = 3,1 + 3,6$, $\frac{S_2}{d} = 2,7 + 3,1$, $Re = 1,1 \cdot 10^3 + 9,4 \cdot 10^3$.

Анализ результатов исследований показал, что лучшими аэродинамическими характеристиками обладают пучки труб с минимальным поперечным и максимальным продольным шагами. Хорошими тепловыми и аэродинамическими качествами обладают тесные пучки труб.

а пучки с худшими аэродинамическими свойствами характеризуются повышенной на 15-20% теплоотдачей.

Аналитические исследования теплообменных поверхностей различного профиля были проведены многими авторами. Наиболее близким к профилю литого ребристого элемента является исследованное К.Гарднером круглое ребро постоянной площади поперечного сечения. Однако, зависимости, предлагаемые всеми авторами, довольно громоздки и пользование ими значительно затруднено, в связи с необходимостью обращаться к сложному математическому аппарату.

Проведенное в диссертации исследование было основано на следующих допущениях:

1. Материал ребра однороден и изотропен;
2. В самом ребре отсутствуют источники тепла;
3. Теплопроводность ребра постоянна;
4. Тепловой поток и распределение температур по всему ребристому элементу стационарны;
5. Тепловой поток, направленный к поверхности, прямо пропорционален разности между температурами поверхности в этой точке и окружающей среды;
6. Температура основания ребра неизменна по окружности;
7. Температура окружающей среды постоянна;
8. Коэффициент теплоотдачи постоянен по поверхности ребра.

Из уравнения теплового баланса ребристого элемента было получено выражение

$$\frac{d^2\theta}{dz^2} + \frac{d\theta}{dz} \cdot \left(\frac{d\phi}{dz} \cdot \frac{1}{\phi}\right) - \theta \left(\frac{\alpha}{\lambda \cdot \phi} \cdot \frac{dF}{dz}\right) = 0 \quad (6)$$

где θ - избыточная температура текущей точки ребра;
 z - текущий радиус ребра, м;

ϕ - площадь поперечного сечения ребра с текущим радиусом z , м²;

$d\phi$ - отрицательное приращение поверхности ϕ при приращении радиуса dz ;

dF - текущая площадь боковой поверхности ребра.

После раскрытия значений ϕ , $d\phi$ и dF выражение

(6) принимает вид:

$$\frac{d^2\theta}{dz^2} + \left[\frac{\delta_1 + 2z_2 \cdot ctg\beta - 4 \cdot z \cdot ctg\beta}{z(\delta_1 + 2z_2) \cdot ctg\beta - 2z^2 \cdot ctg\beta} \right] \cdot \frac{d\theta}{dz} - \left[\frac{2\alpha}{\lambda \cdot \sin\beta} \cdot \frac{1}{(\delta_1 + 2z_2 \cdot ctg\beta - 2z \cdot ctg\beta)} \right] \cdot \theta = 0 \quad (7)$$

где δ_1 - толщина ребра у его основания;

z_1 и z_2 - радиусы основания и вершины ребра;

β - угол наклона боковой поверхности ребра к основанию (для ребер прямоугольного сечения $\beta = 90^\circ$).

Введём обозначение $\theta' = V$, произведём подстановку и приведём уравнение (7) к системе уравнений

$$\begin{cases} \theta' = V \\ V' = \left[\frac{2\alpha}{\lambda \cdot \sin\beta (\delta_1 + 2z_2 \cdot ctg\beta - 2z \cdot ctg\beta)} \right] \theta \\ - \left[\frac{\delta_1 + 2z_2 \cdot ctg\beta - 4z \cdot ctg\beta}{z(\delta_1 + 2z_2) \cdot ctg\beta - 2z^2 \cdot ctg\beta} \right] V \end{cases}$$

Численное решение системы уравнений было получено на ЭЦВМ "ПромИнъ"-2 с помощью метода Рунге-Кутты. Метод Рунге-Кутты предполагает выбор граничных условий в соответствии с принципом Коши. Поэтому в качестве граничных условий были выбраны условия на вершине ребра:

$$\text{при } z = z_2, \quad \theta = \theta_2$$

Численное значение $\frac{d\theta}{dz}$ было найдено таким образом, чтобы при его подстановке в систему уравнений, численное значе-

ние θ , полученное при решении, удовлетворяло бы дополнительному условию:

$$\text{при } z = z_1, \quad \theta = \theta_1$$

Значения величин θ_1 , θ_2 и α были взяты из проведенных ранее экспериментов.

В аммиачных конденсаторах холодильных установок температура и, соответственно, давление конденсации устанавливаются в зависимости от температуры и расхода охлаждающей среды. Поэтому расчёты температурных полей литого ребристого элемента были проведены для изменяющихся условий теплообмена ($\alpha = \alpha(z)$) и температуры наружного воздуха. Распределения температур ребристого элемента в зависимости от условий теплообмена ($\alpha = 20, 30, 40, 50$ и $60 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$) были получены при заданных избыточных температурах на вершине ребра $\theta_2^1 = 3$ град, $\theta_2^2 = 5,5$ град, $\theta_2^3 = 8$ град, $\theta_2^4 = 12$ град и $\theta_2^5 = 15$ град. Экспериментальная проверка показала удовлетворительную сходимость результатов расчётов с измерениями.

Затем были рассчитаны значения средних избыточных температур ребристого элемента, которые были использованы при расчёте коэффициентов эффективности ребристого элемента в зависимости от условий теплообмена на его поверхности.

Аналогичные расчёты были проведены для ребристых элементов теплообменных поверхностей, употребляемых в серийно выпускаемых в СССР аппаратах воздушного охлаждения (модификации с $\varphi = 9$ и $\varphi = 14,6$).

Сравнение эффективности ребристых элементов показывает, что падение эффективности с увеличением скорости воздуха у ребристой поверхности, выполненной способом литья под давлением, происходит интенсивней, чем у менее развитых поверхностей. Однако, удельная тепловая нагрузка, отнесенная к внутренней поверхности трубы

с литыми ребрами, в тех же условиях растёт значительно интенсивней, чем удельные тепловые нагрузки, которые способны отвести теплообменные поверхности с коэффициентами оребрения $\varphi = 9$ и $\varphi = 14,6$.

Кривые распределения температур по ребристому элементу для трех разновидностей оребрения ($\varphi = 26, \varphi = 9, \varphi = 14,6$) при значениях избыточных температур $\theta_2 = 3$ град, $5,5$ град, 8 град, 12 град, 15 град, полученные как функции условий теплообмена на поверхности ребра, были описаны полиномами типа

$$\bar{\theta} = \theta_0 + b \bar{z} + c \bar{z}^2 \quad (8)$$

Анализ значений коэффициентов "b" для литой ребристой поверхности показал, что величина коэффициента "b" возрастает гармонично и пропорционально возрастанию коэффициента теплоотдачи. Это позволило представить второй член полинома в виде

$$b \bar{z} = \alpha A \bar{z} \quad (9)$$

где A - коэффициент, зависящий линейно только от величины избыточной разности температур на вершине ребра.

Анализ значений коэффициента "c" позволил представить третий член полинома в виде

$$c \bar{z}^2 = B \cdot \bar{z}^2 (t_0 - t_2) \quad (10)$$

где $B = 280$ - среднее значение коэффициента B для литых ребристых элементов.

Выражение для определения значения текущей избыточной температуры принимает вид

$$\theta = \theta_0 - \alpha \cdot \bar{z} \left(A + 280 \bar{z} \frac{t_0 - t_2}{\alpha} \right) \quad (11)$$

Выражение (11) представляет собой уравнение температурного поля ребристого элемента, изготовленного способом литья под давлением.

Анализ температурных распределений по ребристому элементу

показал, что среднюю температуру поверхности ребра можно определить в любой точке окружности с радиусом $r = 32$ мм на поверхности ребристого элемента при условии соблюдения допущения В (стр. 10). Но, так как в реальных условиях это допущение не соблюдается, среднюю температуру ребра с допустимой точностью можно измерить на отрезке окружности с радиусом $r = 32$ мм в зоне 60...70 град от начала угла атаки воздушного потока.

Выражение (11) можно использовать для определения коэффициента теплоотдачи, представив его в виде

$$\alpha = \frac{t_o - t_{cp} - 0,28(t_o - t_k)}{0,032A} \quad (12)$$

В отличие от теплообменных аппаратов с воздушным охлаждением, эксплуатируемых в качестве охладителей технологических потоков, конденсаторы аммиака холодильных установок работают в более невыгодных условиях, что связано со спецификой эксплуатации холодильных установок.

Главной особенностью эксплуатации холодильных установок является потребность увеличения их производительности именно в наиболее тяжелых температурных условиях - в летнее время. Отсутствие аммиачных компрессоров, способных работать кратковременные периоды пиковых нагрузок с повышенными значениями степени сжатия, а также правила техники безопасности, ограничивающие верхний предел давления конденсации аммиака значением $P_k = 16$ ати, предъявляют к конденсаторам аммиака повышенные требования. Предел применимости аппаратов с воздушным охлаждением ограничивается пока значением температуры охлаждаемого потока на выходе из аппарата равной 50...60 град для летнего режима работы.

Для подтверждения возможности применения аппаратов воздушного охлаждения в качестве конденсаторов аммиака были проведены исследования тепловых, аэродинамических и эксплуатационных характе-

ристик трёх опытно-промышленных образцов конденсаторов аммиака. В задачи исследования входило также сопоставление различных типов аппаратов воздушного охлаждения, используемых в качестве конденсаторов аммиака, выбор оптимального варианта конструкции, оптимального режима эксплуатации конденсатора аммиака с воздушным охлаждением.

При проведении исследований были определены следующие величины:

1. Расход воздуха через теплообменную поверхность.
 2. Поле скоростей потока воздуха в поперечном сечении.
 3. Статическое давление потока воздуха перед теплообменной поверхностью.
 4. Количество конденсирующегося агента.
 5. Поля температур воздушного потока на входе и выходе из аппарата.
 6. Распределение температур по ребристым элементам.
 7. Температура паров агента на входе в аппарат.
 8. Температура конденсата на выходе из аппарата.
 9. Температура и давление конденсации аммиака.
 10. Площадь развитой теплообменной поверхности.
 11. Расход электроэнергии двигателей вентиляторов в различных условиях эксплуатации.
 12. Вес и габаритные размеры аппаратов.
 13. Стоимость аппаратов и затраты на их монтаж и обвязку.
- Первым был исследован восьмирядный, двухходовой аппарат АВГ 25-ВІ-ПЗА₈₋₂₋₄, включенный параллельно с кожухотрубными аммиачными конденсаторами КТГ-300 холодильной установки аммиачно-холодильного цеха хлорного производства Днепродзержинского химического комбината.

Вторая серия исследований была проведена с одноходовым четы-

режидным аппаратом АВГ $\frac{40-BI-BI}{4-I-4}$, установленным в отделении конденсации цеха синтеза аммиака завода аммиака Салаватского ордена Ленина нефтехимического комбината. Аппарат был смонтирован с конструктивными разработками ОТИХП: теплообменная поверхность смонтирована с уклоном в сторону движения агента, были предусмотрены устройства для выпуска инертных газов, воздуха.

В том же отделении был смонтирован конденсатор аммиака с воздушным охлаждением конструкции ОТИХП с литым оребрением. Схемы включения всех опытно-промышленных образцов конденсаторов аммиака были разработаны в ОТИХП.

Исследования были проведены в интервале значений величин: подогрева воздуха, проходящего через аппарат, $\Delta t = 3 + 50$ град. Давление конденсации аммиака в холодильной установке нефтехимкомбината поддерживалось на уровне 16 ати, исходя из технологических потребностей производства. Условия эксплуатации холодильной установки на Днепродзержинском химкомбинате были обычными.

Аппараты были исследованы в различных режимах эксплуатации их вентиляторов, скорость воздуха в живом сечении аппаратов изменялась от 3 до 11 м/сек.

Сравнение результатов исследований конденсатора аммиака, проведенных в Днепродзержинске, с исследованиями модернизированного конденсатора показывает, что энергетические характеристики модернизированного конденсатора при равных условиях эксплуатации несколько выше. Лучшими энергетическими характеристиками $\frac{Q}{N} = f(\Delta t)$ обладает конденсатор аммиака с литыми ребрами (здесь Q - тепло конденсации, N - затраченная двигателем мощность, Δt - подогрев воздуха в аппарате).

Характеристика интенсивности использования теплообменной поверхности аппарата наиболее удачна у модернизированного конденсатора при скорости воздуха в живом сечении аппарата 10,6 м/сек.

При прочих одинаковых условиях эксплуатации для конденсации 1 кг аммиака в двухходовом аппарате (г. Днепродзержинск) требуется в 2,5 раза больше теплообменной поверхности. Зависимость $F/G = f(\Delta t)$ позволяет оценить степень интенсивности использования теплообменной поверхности аппаратов в различных режимах их эксплуатации (здесь F - площадь развитой теплообменной поверхности аппарата, G - количество сконденсированного агента). Высокая интенсивность использования теплообменной поверхности модернизированного конденсатора объясняется тем, что значения удельной тепловой нагрузки этого аппарата при всех вариантах эксплуатации лежат значительно выше величин удельной тепловой нагрузки двухходового аппарата. Столь большое различие в теплопередающей способности одинаково конструктивно выполненных поверхностей объясняется существенным различием внутренних условий конденсации агента. Во-первых, гидродинамическое сопротивление внутренней поверхности двухходового аппарата в два раза больше, так как в два раза больше длина хода агента и, кроме того, теплообменная поверхность одноходового аппарата смонтирована с уклоном в сторону течения конденсата. Во-вторых, отношение длины хода агента в аппарате к внутреннему диаметру трубы l/d у одноходового аппарата ближе к оптимальному. Значительное сопротивление внутренней поверхности аппарата приводит к ухудшению условий конденсации, а большое значение величины l/d к затоплению части теплообменной поверхности и исключению её из процесса теплообмена.

Сравнение исследованных аппаратов было проведено также по весовой ($B/G = f(\Delta t)$ - здесь B - вес аппарата), габаритной ($P/G = f(\Delta t)$, где P - строительная площадь, занимаемая аппаратом) и стоимостной ($A/G = f(\Delta t)$) характеристикам. Исследования показывают, что лучшими энергетическими, весовой и габаритной характеристиками обладает конденсатор с литым оребре-

нием. Стоимостная характеристика этого конденсатора близка к аналогичной характеристике модернизированного аппарата, работающего в подобном режиме эксплуатации. Конденсатор с оребрением, выполненным методом литья под давлением, имеет значительные резервы улучшения своих технико-экономических характеристик: разработка технологии промышленного производства литых поверхностей, использование при их изготовлении отходов алюминиевого производства либо вторичных силуминов, интенсификация движения потока воздуха через живое сечение аппарата.

В пользу применения воздушных конденсаторов аммиака с литой теплообменной поверхностью говорит также опыт эксплуатации аппаратов воздушного охлаждения на предприятиях химической и нефтехимической промышленности, где окружающая среда содержит значительные количества агрессивных примесей, что приводит к интенсивной коррозии теплообменных поверхностей. Массивные литые ребра, покрытые прочной оксидной плёнкой, образующейся при отливке оребрения, обладают гораздо большей коррозионной устойчивостью.

Анализ результатов исследований конденсаторов аммиака показывает, что условия эксплуатации конденсаторов в отделении конденсации Салаватского нефтехимкомбината позволяют полностью перейти к конденсаторам аммиака с воздушным охлаждением. Для обеспечения нормальных условий эксплуатации холодильной установки аммиачно-холодильного цеха Днепродзержинского химкомбината в летний период времени, в режимах пиковых нагрузок, аппараты воздушного охлаждения должны работать в комплексе с водяными. Либо для интенсивного охлаждения воздуха на входе в конденсатор необходима разработка более эффективных форсунок для впрыска воды, так как к.п.д. испарительного охлаждения существующих устройств не превышает 35-40%. Исходя из опыта эксплуатации холодильных установок и проведенных исследований, можно рекомендовать использовать в качестве конден-

саторов аммиака одноходовые аппараты с максимальным из выпускаемых промышленностью коэффициентом оребрения. В конструкции аппаратов, предназначенных для конденсации аммиака, следует отказаться от применения трубных досок и крышек, которые утяжеляют и усложняют конструкцию, и перейти к коллекторному способу подачи и отвода агента. Применение коллекторов позволит осуществлять равномерную подачу агента за счёт выравнивания гидравлических сопротивлений течению конденсата. Кроме того, для улучшения условий отвода конденсата теплообменную поверхность следует располагать с уклоном в сторону движения конденсата. В аппаратах, предназначенных для конденсации аммиака, следует предусматривать устройства для выпуска инертных газов и воздуха.

Широкое использование аппаратов воздушного охлаждения в различных отраслях народного хозяйства привело к появлению многочисленных методик расчётов, использование которых при расчёте и подборе конденсаторов аммиака приводит к значительным ошибкам. Поэтому в диссертации разработана методика расчёта конденсаторов аммиака с воздушным охлаждением, учитывающая специфику эксплуатации холодильных установок.

ВЫВОДЫ

1. Технология изготовления развитых оребренных поверхностей для конденсаторов аммиака с воздушным охлаждением, разработанная в ОТИХП, обладает следующими преимуществами: ликвидируется воздушная прослойка между основной несущей трубой и оребрением, для изготовления оребрения не требуется дефицитных цельнотянутых алюминиевых труб, появляется возможность изготовления поверхностей с любыми, практически необходимыми геометрическими параметрами.
2. В результате экспериментальных исследований получены частные эмпирические зависимости, описывающие теплоотдачу и сопротивление пучков ребристых труб, изготовленных методом литья

под давлением, с различными геометрическими характеристиками. Данные исследований подтвердили мнение ряда авторов о значительном влиянии поперечного шага труб в пучке на его теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление. Установлено также влияние продольного шага пучка на его тепловую и аэродинамическую характеристики.

3. Получены обобщенные зависимости для расчёта теплоотдачи и сопротивления шахматных пучков труб с литыми ребрами, учитывающие влияние геометрических характеристик пучков ребристых труб.

4. При примерно равных значениях коэффициентов теплоотдачи, отнесенных к наружным развитым поверхностям, ребристые поверхности, изготовленные способом литья под давлением, обладают меньшим (на 20-40%) аэродинамическим сопротивлением, по сравнению с используемыми в настоящее время в аппаратах воздушного охлаждения трубными поверхностями. Величина оптимального соотношения наружной развитой и внутренней поверхностей при условиях конденсации аммиака внутри трубы и охлаждения наружной поверхности воздухом равна 30 + 50. А так как литая теплообменная поверхность имеет значительно больший коэффициент оребрения $\psi = 26$, по сравнению с поверхностями, употребляемыми при изготовлении аппаратов с воздушным охлаждением ($\psi = 14,6$ и $\psi = 9$), то становится очевидной целесообразность применения литой теплообменной поверхности при изготовлении конденсаторов аммиака с воздушным охлаждением.

5. Аналитическое исследование тепловых характеристик литого ребристого элемента позволило установить зависимость, описывающую температурное поле ребристого элемента. Предложен простой метод определения средней температуры ребристого элемента и коэффициента теплоотдачи при проведении экспериментальных исследований. Проведенные исследования также подтвердили практическую целесообразность применения литых ребристых элементов трапециевидного профиля.

6. Предлагаемая в работе методика сравнения теплообменных аппаратов с воздушным охлаждением позволяет провести сопоставление важнейших характеристик различных аппаратов и даёт возможность выбрать наиболее приемлемую конструкцию аппарата и оптимальный режим его эксплуатации.

7. Комплексные сопоставления технико-экономических характеристик конденсаторов аммиака показали, что конденсатор, изготовленный из труб с литыми ребрами имеет ряд преимуществ по сравнению с конденсаторами, выполненными на базе типовых аппаратов. Так, энергетические, весовая и габаритная характеристики конденсатора с литыми ребрами превосходят аналогичные характеристики остальных исследованных аппаратов, а стоимостная характеристика близка к стоимостной характеристике модернизированного конденсатора, работающего в подобном режиме циркуляции воздуха. Резервами для улучшения технико-экономических характеристик конденсатора с литой теплообменной поверхностью являются: разработка технологии промышленного производства литых поверхностей, использование отходов алюминиевого производства либо вторичных силуминов при литье, интенсификация движения потока воздуха через живое сечение аппарата.

8. Значительные количества агрессивных примесей, содержащихся в атмосфере предприятий химической и нефтехимической промышленности, приводят к интенсивной коррозии тонких ребер теплообменных поверхностей типовых аппаратов. Более массивные литые ребра, покрытые прочной оксидной плёнкой, образующейся при отливке, способны значительно дольше противостоять коррозии.

9. Промышленные испытания опытных образцов конденсаторов аммиака с воздушным охлаждением показали необходимость дооборудования типовых аппаратов воздушного охлаждения специальными устройствами для выпуска воздуха, инертных газов и масла. Результаты исследований доказывают необходимость наклона теплообменной

поверхности в сторону течения сконденсированного агента. При применении типовых аппаратов воздушного охлаждения в качестве конденсаторов аммиака следует использовать шести- либо восьмирядные одноходовые аппараты с длиной труб 4 м, с максимальным из выпускаемых промышленностью коэффициентом оребрения труб.

10. Исследования показали возможность перехода к воздушному охлаждению конденсаторов аммиака, при этом оптимальный вариант эксплуатации аппаратов следует выбирать, исходя из технологического режима работы установки, стоимости электроэнергии, климатических условий и напряженности водного баланса местности (или предприятия). В зависимости от конкретных условий переход к воздушному охлаждению конденсаторов аммиака может быть полным при условии использования эффективных охлаждающих устройств для снижения температуры потока воздуха, либо конденсаторы с воздушным охлаждением следует применять в комплексе с водяными.

11. Разработана методика расчёта конденсаторов аммиака с воздушным охлаждением, позволяющая производить расчёт и подбор конденсаторов аммиака в зависимости от температурных условий и тепловой нагрузки.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Чепурненко В.П., Лисин В.В., Лагота Л.Г., Парижский О.В. Применение конденсаторов с воздушным охлаждением для холодильных установок мясной промышленности. Сб. "Тезисы докладов I-й республиканской научно-технической конференции по вопросам достижений науки и передового опыта производства в мясной промышленности", Киев, 1968.
2. Чепурненко В.П., Лисин В.В., Лагота Л.Г., Парижский О.В. Применение конденсаторов с воздушным охлаждением для крупных

аммиачных холодильных установок. Сб. "Холодильная техника и технология", вып. 10, Киев, "ТехНІка", 1970.

3. Чепурненко В.П., Лисин В.В. Изготовление ребристых поверхностей воздушных аммиачных конденсаторов методом литья под давлением. Сб. "Холодильная техника и технология", вып. 10, Киев, "ТехНІка", 1970.
4. Чепурненко В.П., Лисин В.В. Исследование тепловых и аэродинамических характеристик интенсивных теплообменных поверхностей. Сб. "Холодильная техника и технология", вып. 14, Киев, "ТехНІка", 1972.
5. Чепурненко В.П., Лисин В.В., Ноур А.И., Таранец Л.Г. Исследование оребренных поверхностей, изготовленных методом литья под давлением. Сб. "Тезисы докладов I-й Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению", Москва, ЦИТИ-ХИМНЕФТЕМАШ, 1972.
6. Лисин В.В., Лагота Л.Г., Шерстобитов В.Г., Чепурненко В.П., Парижский О.В. Промышленные испытания аммиачной холодильной установки с воздушным конденсатором на Днепродзержинском химкомбинате. Сб. "Тезисы докладов I-й Всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению", Москва, ЦИТИ-ХИМНЕФТЕМАШ, 1972.

Результаты работы докладывались:

1. На I-й республиканской научно-технической конференции по вопросам достижений науки и передового опыта производства в мясной промышленности, Киев, 1968.
2. На 41-й и 42-й научных конференциях ОТХП, Одесса, 1972, 1973.
3. На Всесоюзной научно-технической конференции "Холод-72", Москва, 1972.