

*Штапова д.д.*

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ  
ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

А. А. ШАТАРОВА, Н. В. ДУЛЬКИНА  
Е. А. СЕЛЕЗНЕВА, В. И. ЛАШИЦКИЙ

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ  
РЕКУПЕРАТИВНЫХ  
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

*Учебное пособие*

ПЛК  
"Политехник"  
Волгоград  
2004



## Рецензенты:

А. П. Даринян, Н. С. Шибитов

Печатается по решению редакционно-издательского совета  
Волгоградского государственного технического университета

Шатарова А. А.

Моделирование работы рекуперативных теплообменных  
аппаратов: учеб. пособие / Сост. А. А. Шатарова, Н. А. Дулькина,  
Е. А. Селазнева, В. И. Лапикский/ Волгоград, гос. техн. ун-т. –  
Волгоград, 2004. – 64 с.

ISBN 5-230-04443-7

Излагаются общие положения и особенности расчета теплообменных аппара-  
тов без изменения и с изменением агрегатного состояния теплоносителей.

Приводятся алгоритмы, блок-схемы и программы расчетов различных ти-  
пов теплообменных аппаратов на языках программирования *Basic* и *Pascal*, при-  
мер расчета теплообменного аппарата.

Предназначены в помощь студентам направления 551800 "Технологические  
машины и оборудование".

Табл. 7. Ил. 11. Библиогр. назв.: 9

ISBN 5-230-04443-7

© Волгоградский государственный  
технический университет, 2004

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|                                                                                                                               |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВВЕДЕНИЕ .....                                                                                                                | 4  |
| 1. Методы расчета и принципы проектирования теплообменных аппаратов                                                           |    |
| 2. Расчет теплообменных аппаратов с изменением агрегатного состояния<br>обоих теплоносителей .....                            | 15 |
| 3. Расчет теплообменных аппаратов с изменением агрегатного состояния<br>одного из теплоносителей .....                        | 20 |
| 4. Расчет теплообменного аппарата без изменения агрегатного состояния<br>теплоносителей .....                                 | 23 |
| 5. Постановка задач оптимизации теплообменных аппаратов .....                                                                 | 28 |
| 6. Рекомендации по проектированию поверхностных теплообменников .....                                                         | 33 |
| 7. Пример расчета теплообменного аппарата без изменения агрегатного<br>состояния теплоносителей .....                         | 36 |
| 8. Список использованной литературы .....                                                                                     | 40 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ .....                                                                                                              | 41 |
| П. 1. Программа для расчета теплообменных аппаратов с изменением<br>агрегатного состояния обоих теплоносителей COND .....     | 41 |
| П. 2. Программа для расчета теплообменных аппаратов с изменением<br>агрегатного состояния одного из теплоносителей COND ..... | 47 |
| П. 3. Программа для расчета теплообменных аппаратов без изменения<br>агрегатного состояния теплоносителей COOLER .....        | 54 |
| П. 4. Задание .....                                                                                                           | 60 |



## ВВЕДЕНИЕ

Теплообменные аппараты (ТА) являются одним из наиболее распространенных видов оборудования химико-технологических процессов. На них приходится значительная доля капиталовложений в химические производства, а также значительная часть эксплуатационных расходов. Работа теплообменных аппаратов оказывает большое влияние на ведение технологического процесса и качество выпускаемой продукции.

Химические производства характеризуются большим разнообразием условий проведения тепловых процессов, они различаются по виду теплообмена, давлению, температуре и агрессивности теплоносителей. Все это обуславливает создание и изготовление различных по конструкции и назначению типов теплообменных аппаратов.

Современные теплообменные аппараты должны обеспечивать необходимый теплосъем на единицу площади теплообменника, высокую пропускную способность по теплоносителю при допустимых перепадах давлений, высокую коррозионную стойкость в агрессивных средах, надежную работу в течение длительного периода эксплуатации, стабильность тепловых и гидромеханических характеристик за счет механической или химической очистки поверхности теплообмена.

По принципу действия теплообменники делятся на регенеративные, в которых участвующие в процессе теплообмена среды разделены перегородкой, регенеративные, которые попеременно нагреваются за счет взаимодействия с горячей жидкостью и охлаждаются за счет взаимодействия с холодной жидкостью, и смешительные, где процесс теплообмена протекает при непосредственном контакте горячей и холодной сред. Наиболее широкое применение в настоящее время находит регенеративные теплообменники. Существенным для теплообменных аппаратов регенеративного типа является наличие стенок

ки из теплопроводного материала, разделяющей потоки теплоносителей. В зависимости от конструктивного исполнения поверхности теплообмена различают следующие виды регенераторов:

- теплообменные аппараты, изготавливаемые из труб различной формы и диаметров (кожухотрубные, «труба в трубе», змеевиковые потружные, оросительные, витые, воздушного охлаждения с оребренными трубами);
- теплообменники, поверхность теплообмена которых изготовлена из листового материала (пластинчатые, спиральные и т.д.).

Все эти типы теплообменных аппаратов могут использоваться в качестве холодильников, подогревателей, конденсаторов и испарителей. Конструктивные особенности теплообменных аппаратов определяют область, в которой они могут быть применены для различных температур и давлений. Наиболее широко применяются трубчатые теплообменные аппараты, работающие в широком диапазоне температур (от минус 200 до плюс 475°C) и давлений (до 37 кгс/см<sup>2</sup>) [1].

В настоящее время имеется, по крайней мере, три типа задач, связанных с проектированием ТА: обоснованный выбор ТА из серии типовых по каталогу; конструирование нового ТА, не связанного ограничениями нормализованных рядов, либо составление новой серии; поверочный расчет ТА в связи с изменением конструктивно-технологических параметров.

Расчет теплообменников требует довольно много времени при использовании традиционных (немашинных) приемов. Трудоемкость таких расчетов существенно снижается при использовании для этих целей ЭВМ. При этом легко можно получить несколько конкурентоспособных вариантов решения технологической задачи. Дальнейший выбор должен быть сделан на основе технико-экономического анализа по тому или иному критерию оптимальности.



Вопросам конструктивного оформления теплообменных аппаратов посвящено достаточно много литературы [1, 5]. Настоящее учебное пособие предполагает наличие у студентов определенных знаний физической сущности протекающих процессов, базирующихся на основных постулатах теории теплообмена.

Предлагаемое учебное пособие рассматривает алгоритмы расчета теплообменных аппаратов, задачи их оптимизации и примеры расчета различных типов теплообменников. Авторы надеются, что будет достигнута основная цель учебного пособия – привить студентам навыки активного использования методов математического моделирования для решения задач проектирования и оптимизации теплообменных аппаратов.

## 1. Методы расчета и принципы проектирования теплообменных аппаратов

Расчет теплообменников обычно проводят с целью определения площади теплообменной поверхности  $F$ , необходимой для передачи нужного количества теплоты  $Q$  (проектный расчет), либо с целью определения температуры теплоносителей и количества теплоты, которое передается в теплообменнике заданной конструкции и поверхности теплообмена (проверочный расчет). Принципиальных отличий в этих вариантах нет, поэтому в дальнейшем будем рассматривать проектный расчет [2].

Рассмотрим процесс теплопередачи между двумя теплоносителями с различной температурой, разделенными стенкой. Количество теплоты  $dQ$ , переносимое через элементарную площадь поверхности теплообмена  $dF$ , составляет

$$dQ = K \cdot (T_1 - T_2) \cdot dF, \quad (1)$$

здесь  $T_1$  и  $T_2$  – температуры теплоносителей, усредненные в направлении, перпендикулярном теплообменной поверхности;  $K$  – коэффициент пропорциональности, имеющий смысл термической проводимости и равный коли-

честву теплоты, передаваемому через единичную теплообменную поверхность в единицу времени при разности температур теплоносителей в  $1^\circ$ .

Термическая проводимость есть величина, обратная термическому сопротивлению, которое складывается из нескольких последовательно связанных термических сопротивлений по направлению потока теплоты, а именно: термического сопротивления переносу теплоты от основной массы первого теплоносителя к поверхности твердой стенки ( $1/\alpha_1$ ); сопротивления собственно твердой стенки ( $\delta_{ст}/\lambda_{ст}$ ); сопротивления теплопереносу от поверхности стенки к основной массе второго теплоносителя ( $1/\alpha_2$ ). Термическим сопротивлением обладают дополнительно разного рода отложения из потоков теплоносителей на теплообменных поверхностях. Термические сопротивления таких дополнительных слоев выражаются через их толщины  $\delta$  и коэффициенты теплопроводности  $\lambda$ .

Для плоских теплообменных поверхностей значение коэффициента теплопередачи выражается через частные термические сопротивления следующим образом:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (2)$$

Рассмотрим теперь расчет теплообменника в случае постоянных значений кинетических и теплофизических коэффициентов.

Необходимая площадь теплообменной поверхности определяется интегрированием дифференциального уравнения (1) по всей искомой поверхности  $F$ :

$$F = \int_0^F \frac{dQ}{K \cdot (T_1 - T_2)}. \quad (3)$$

Так как подынтегральная функция зависит от температур теплоносителей и верхний предел интегрирования неизвестен, то при интегрировании уравнения (3) переходят к переменным температурам теплоносителей. Записывая



уравнение теплового баланса для теплоносителей в пределах элементарной поверхности теплообмена  $df$ , получаем (для случая противотока теплоносителей):

$$dQ = -c_1 \cdot G_1 \cdot dT_1 = -c_2 \cdot G_2 \cdot dT_2, \quad (4)$$

где  $c_1, c_2, G_1, G_2$  — теплоемкости и массовые расходы первого и второго теплоносителей.

Соотношение (4) справедливо лишь тогда, когда можно пренебречь продольным переносом теплоты вследствие молекулярной теплопроводности и турбулентного переноса по сравнению с конвективным переносом. Из уравнения (4) имеем:

$$d(T_1 - T_2) = -\left(\frac{1}{w_1} - \frac{1}{w_2}\right) \cdot K \cdot (T_1 - T_2) \cdot df, \quad (5)$$

где  $w_1 = c_1 \cdot G_1$  и  $w_2 = c_2 \cdot G_2$  — водные эквиваленты потоков теплоносителей.

При малом диапазоне изменения температур  $T_1$  и  $T_2$  величины  $c_1, c_2, K$  можно принять постоянными. Тогда интегрирование уравнения (5) приводит к экспоненциальному изменению разности температур теплоносителей вдоль теплообменной поверхности:

$$T_1 - T_2 = \Delta T_1 \cdot \exp\left[-K \cdot \left(\frac{1}{w_1} - \frac{1}{w_2}\right) \cdot f\right], \quad (6)$$

где  $\Delta T_1$  — разность температур теплоносителей при  $f=0$ .

Из уравнения (6) средняя по поверхности разность температур  $\Delta T_{cp}$  определяется как:

$$\Delta T_{cp} = \frac{1}{F} \cdot \int_0^F \Delta T_1 \cdot \exp\left[-K \cdot \left(\frac{1}{w_1} - \frac{1}{w_2}\right) \cdot f\right] \cdot df = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}. \quad (7)$$

Отметим, что  $\Delta T_2$  — разность температур теплоносителей на втором конце теплообменника при  $f=F$ .

Рассмотрим случай постоянных теплоемкостей и коэффициентов теплоотдачи. Интегрируя уравнение (1) при условии  $K=\text{const}$ , получаем:

$$Q = \int_0^F K \cdot (T_1 - T_2) \cdot df = K \cdot \Delta T_{cp} \cdot F. \quad (8)$$

С учетом уравнения теплового баланса

$$w_1 \cdot (T_{1n} - T_1) = w_2 \cdot (T_{2x} - T_2) \quad (9)$$

нетрудно получить зависимость температуры теплоносителя для любого сечения теплообменника:

$$T_1 = T_{2x} + \frac{w_1}{w_2} \cdot \left\{ T_{1n} + \Delta T_1 \cdot \exp\left[-K \cdot \left(\frac{1}{w_1} - \frac{1}{w_2}\right) \cdot f\right] \right\}. \quad (10)$$

Аналогично находится распределение температуры второго теплоносителя. Температура наружных поверхностей стенки  $T_c$  определяется из условия равенства количеств теплоты, передаваемых от горячего теплоносителя стенке и через всю систему термических сопротивлений:

$$\alpha \cdot (T_1 - T_{c1}) = K \cdot (T_1 - T_2). \quad (11)$$

Аналогично находится  $T_{c2}$  в любом сечении теплообменника. Таким образом, в данном случае можно легко найти распределения всех температур внутри теплообменника.

Основным недостатком рассмотренного метода расчета теплообменника является отсутствие учета влияния на  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  температур стенок.

В практике расчета теплообменной аппаратуры значительное распространение получил метод, в котором теплоемкости теплоносителей и коэффициент теплопередачи полагают постоянными по всей теплообменной поверхности. Однако, в отличие от предыдущего метода, значение коэффициента теплопередачи  $K$  здесь вычисляют в зависимости от усредненных по поверхности теплообмена значений  $\bar{T}_1, \bar{T}_{c1}, \bar{T}_{c2}, \bar{T}_2$ . Так как  $\bar{T}_{c1}$  и  $\bar{T}_{c2}$  не бывают заданы, а сами зависят от интенсивности установившегося те-



теплообмена, то их итерационно уточняют. Один из возможных вариантов расчета по этому методу рассмотрен в учебном пособии [2].

Алгоритм расчета по данному методу состоит в следующем. По известным температурам теплоносителей на концах теплообменника вычисляют среднюю разность температур  $\Delta T_{cp}$  (уравнение (7)). Для теплоносителя с большим водяным эквивалентом рассчитывают приближенное значение средней по длине аппарата температуры  $\bar{T}_1 = 0,5 \cdot (T_{1n} + T_{1k})$ . Для второго теплоносителя среднюю температуру находят как  $\bar{T}_2 = \bar{T}_1 - \Delta T_{cp}$ .

Начальное приближение температуры стенки со стороны первого теплоносителя  $\bar{T}_{c1}$  выбирают в диапазоне  $\bar{T}_1 - \bar{T}_2$ . Далее может быть оценен коэффициент теплоотдачи от первого теплоносителя к стенке  $\alpha_1$ . Тогда тепловой поток от первого теплоносителя к стенке  $q_1$  составит:

$$q_1 = \alpha_1 \cdot (\bar{T}_1 - \bar{T}_{c1}). \quad (12)$$

По известному термическому сопротивлению загрязненной стенки  $(r_m + \delta_{cm} / \lambda_{cm})$  определяют температуру поверхности стенки со стороны второго теплоносителя, т.е.:

$$\bar{T}_{c2} = \bar{T}_{c1} - q_1 \cdot \left( r_m + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} \right). \quad (13)$$

Значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_2$  рассчитывают по известным  $\bar{T}_{c2}$  и  $\bar{T}_2$ . Наконец, тепловой поток от стенки ко второму теплоносителю есть

$$q_2 = \alpha_2 \cdot (\bar{T}_{c2} - \bar{T}_2). \quad (14)$$

При стационарной теплопередаче тепловые потоки  $q_1$  и  $q_2$  должны быть равны друг другу. Очевидно, что на начальных итерациях это условие не выполняется, так как средние температуры заданы приближенно. В этом случае уточнение температуры стенки  $\bar{T}_{c1}$  выполняют, исходя из следующего условия:

$$\alpha_1 \cdot (\bar{T}_1 - \bar{T}_{c1}) = q_2. \quad (15)$$

Однако на этой стадии расчета точное определение коэффициента теплопередачи невозможно, так как  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  зависят от гидродинамической обстановки, основным фактором которой является структура потоков. Последняя определяется геометрическими параметрами рассчитываемого теплообменного аппарата, и скоростями движения теплоносителей. Поэтому сначала на основании ориентировочной оценки коэффициента теплопередачи приближенно определяется поверхность теплопередачи и выбирается конкретный вариант конструкции, а затем проводится уточненный расчет коэффициента теплопередачи и требуемой поверхности теплообмена. Сопоставление ее с поверхностью принятого нормализованного теплообменника дает ответ на вопрос о пригодности выбранного варианта для данной технологической задачи. При значительном отклонении расчетной поверхности от выбранной следует перейти к другому варианту конструкции и вновь выполнить уточненный расчет. Число повторных расчетов зависит главным образом от степени отклонения принятой поверхности от ее уточненного значения. Приемлемым считается запас 10÷20% по поверхности теплообмена.

Число возможных вариантов решения задачи может быть уменьшено, если из опыта известна оптимальная область гидродинамических режимов движения теплоносителей вдоль поверхности теплообмена. Так, например, для обеспечения интенсивного процесса теплообмена задаются турбулентным режимом движения теплоносителя в трубном пучке. В этом случае определяют минимальное число труб на один ход трубного пространства, обеспечивающих заданный режим:

$$\frac{n}{z} = \frac{G}{0,785 \cdot Re \cdot d \cdot \mu}, \quad (16)$$

где  $n$  — общее число труб в трубном пучке;

$z$  — число ходов;

$Re \geq 10000$  — принятое значение числа Рейнольдса;



$d$  — внутренний диаметр трубы, м;

$\mu$  — вязкость теплоносителя при средней температуре, Па·с.

В любом случае, особенно при использовании ЭВМ, можно легко получить несколько конкурентоспособных вариантов решения технологической задачи.

В общем случае схема автоматизированного расчета теплообменного аппарата может быть представлена в виде рис. 1 [5].

По достижении заданной точности расчета потоков  $q_1$  и  $q_2$  вычисляют значения площади поверхности теплообмена  $F$  и коэффициента теплопередачи  $K$ .

Полученные значения  $F$  и  $K$  позволяют уточнить среднюю температуру первого теплоносителя  $\bar{T}_1$  (на основании уравнения (10)). Далее определяют уточненное значение средней температуры второго теплоносителя  $\bar{T}_2$ , и итерационный процесс повторяют до тех пор, пока отгичие средних температур теплоносителей на двух последовательных итерациях не окажется меньшим, чем заданная точность.

Отметим, что при расчете кипятильников либо конденсаторов, когда температура одного из теплоносителей постоянна, итерационный цикл по средней вдоль поверхности теплообмена температуре теплоносителя отсутствует, что, вообще говоря, упрощает задачу.

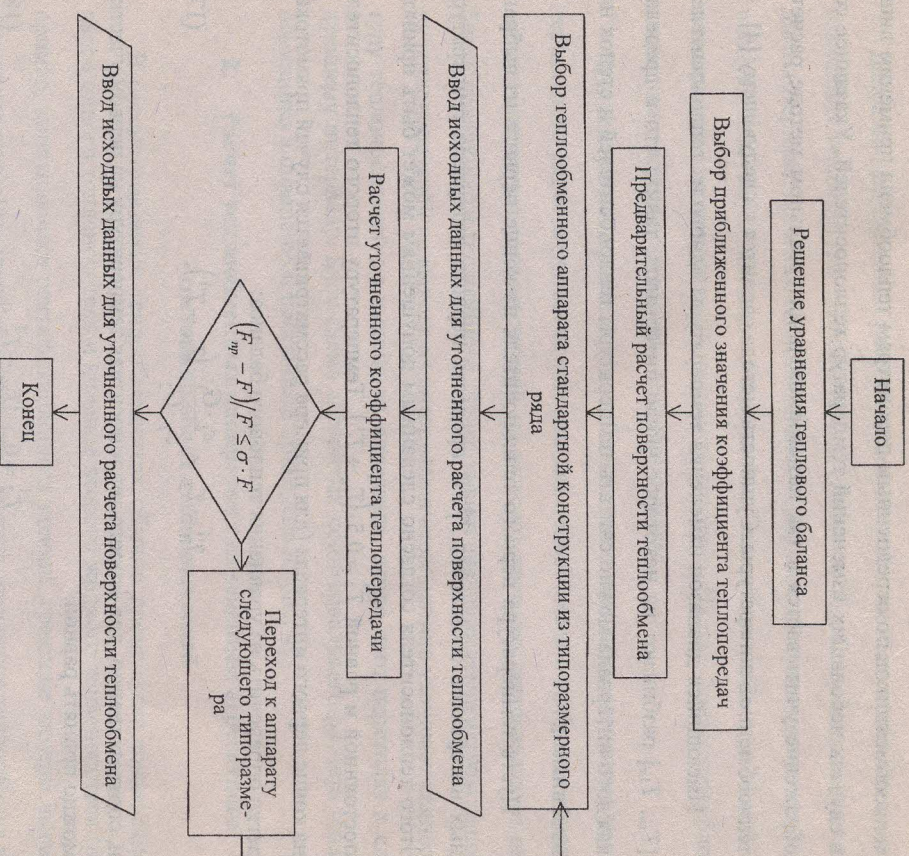


Рис. 1. Блок-схема автоматизированного расчета теплообменного аппарата

На рис. 2 приведена блок-схема алгоритма итерационного расчета теплообменника по осредненным вдоль поверхности теплообмена параметрам.

Рассмотрим теперь случай переменных теплоемкостей и коэффициентов теплоотдачи. В большинстве практических случаев теплоемкости и коэффициенты теплоотдачи существенно зависят от температур теплоносителей и поверхностей стенок. В связи с этим ранее рассмотренный алгоритм расчета



теплообменников по осредненным параметрам теплообмена применим лишь в случаях небольших изменений температур теплоносителей. Указанное соотношение учитывается в так называемом поинтервальном методе расчета теплообменной аппаратуры. Сущность метода сводится к следующему [4].

Имеющийся диапазон изменения температуры одного из теплоносителей  $[T_{1n}, T_{1i}]$  разбивают на некоторое число интервалов, таких, что в пределах каждого интервала можно считать температуры теплоносителей и стенок неизменными.

Пусть температура первого теплоносителя на конце первого из выбранных интервалов составляет  $T_1^1$ . В пределах первого интервала температура этого теплоносителя согласно сделанным допущениям может быть принята постоянной и равной  $\bar{T}_1^1 = 0,5 \cdot (T_{1n} + T_1^1)$ . Температуру второго теплоносителя на конце первого интервала (для примера рассматривается случай прямого тока) легко определить из уравнения теплового баланса:

$$T_2^1 = T_{2n} + \frac{c_1 \cdot G_1}{c_2 \cdot G_2} \cdot (T_{1n} - T_1^1), \quad (17)$$

и, соответственно, для второго теплоносителя температуру на первом участке можно принять равной:

$$\bar{T}_2^1 = 0,5 \cdot (T_{2n} - T_2^1). \quad (18)$$

Теперь к первому интервалу может быть применен алгоритм расчета теплообмена по осредненным параметрам, рассмотренный выше, т.е. в температурном интервале  $\bar{T}_1^1 \div \bar{T}_2^1$  выбирают начальное приближение температуры стенки  $T_{c1}^1$  и итерационно рассчитывают значения  $\alpha_1^1, q_1^1, T_{c2}^1, \alpha_2^1, q_2^1$ . После достижения заданной точности расчета  $(|q_1 - q_2| < \varepsilon)$  определяют площадь поверхности теплообмена, обеспечивающую передачу заданного количества теплоты.

Далее последовательно рассчитывают второй и последующие интервалы изменения температуры теплоносителя, вплоть до  $T_{1n}$ . Полученные для каждого интервала значения теплообменных поверхностей суммируют, что дает полную требуемую площадь поверхности теплообменника при заданных температурах теплоносителей на концах аппарата. На рис. 3 приведена блок-схема поинтервального расчета теплообменника.

При поверочном расчете теплообменников с помощью алгоритма поинтервального расчета (известна поверхность теплообмена и требуется определить температуры теплоносителей на выходе) проводят интервальный разбивку поверхности теплообмена. Далее задают значения температуры одного из теплоносителей на выходе из интервала и итерационно уточняют температуру теплоносителей на выходе из интервала, после чего переходят к следующему интервалу. Блок-схема алгоритма поинтервального расчета теплообменника в поверочной постановке приведена на рис. 4.

## 2. Расчет теплообменных аппаратов с изменением агрегатного состояния обоих теплоносителей

В рассматриваемых теплообменниках обычно происходит конденсация паров одного теплоносителя и кипение второго жидкого теплоносителя (например, кипятильники ректификационных колонн, греющие камеры выпарных аппаратов). Основной особенностью данных процессов теплообмена является постоянство температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена и, как следствие этого, постоянство свойств теплоносителей и коэффициента теплопередачи.

Рассмотрим алгоритм расчета поверхности теплообмена в случае одноходовых кожухотрубных теплообменников.

Коэффициент теплоотдачи от стенки труб к кипящей в трубах жидкости  $\alpha_{\text{тпр}}$  определяется по формуле



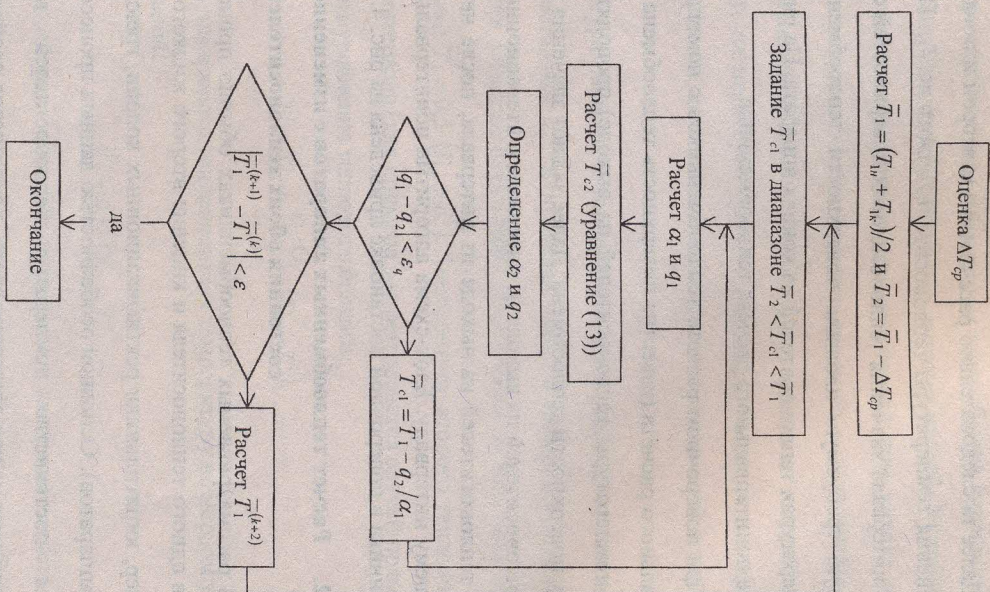


Рис. 2. Блок-схема алгоритма расчета теплообменника по осредненным вдоль поверхности параметрам теплообмена

$$\alpha_{\text{тр}} = 780 \cdot \frac{\lambda_{\text{ж}}^{1,3} \cdot \rho_{\text{ж}}^{0,5} \cdot \rho_{\text{н}}^{0,06} \cdot q^{0,6}}{\sigma_{\text{ж}}^{0,5} \cdot \mu_{\text{ж}}^{0,6} \cdot \rho_0^{0,66} \cdot c_{\text{ж}}^{0,3} \cdot \mu_{\text{ж}}^{0,3}} = A \cdot q^{0,6}, \quad (19)$$

где  $q$  – удельный тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>;

$\rho_0$  – плотность паров жидкости при атмосферном давлении, кг/м<sup>3</sup>;

$\lambda_{\text{ж}}$  – удельная теплопроводность, Дж/кг;

$\sigma_{\text{ж}}$  – поверхностное натяжение, Н/м;

$c_{\text{ж}}$  – теплоемкость, Дж/(кг·К);

$\mu_{\text{ж}}$  – вязкость, Па·с;

$\lambda_{\text{ж}}$  – теплопроводность, Вт/(м·К).

Все величины в формуле (19) берутся при температуре кипения. Коэффициент теплоотдачи от пара, конденсирующегося на наружной поверхности труб, может быть выражен в виде зависимости от удельной тепловой нагрузки:

$$\alpha_{\text{нтр}} = 1,21 \cdot \lambda_{\text{ж}} \cdot \left( \frac{\rho_{\text{ж}}^2 \cdot r_{\text{ж}} \cdot g}{\mu_{\text{ж}} \cdot H \cdot q} \right)^{\frac{1}{3}} = B \cdot q^{\frac{1}{3}}, \quad (20)$$

где  $r_{\text{ж}}$  – удельная теплота конденсации;

$\lambda_{\text{ж}}$ ,  $\rho_{\text{ж}}$ ,  $\mu_{\text{ж}}$  – теплопроводность, плотность и вязкость конденсата соответственно;

$H$  – высота труб.

Для нахождения удельного теплового потока  $q$ , а затем поверхности теплопередачи

$$F = \frac{Q}{q} \quad (21)$$

воспользуемся основным уравнением теплопередачи:

$$q = K \cdot \Delta T, \quad (22)$$



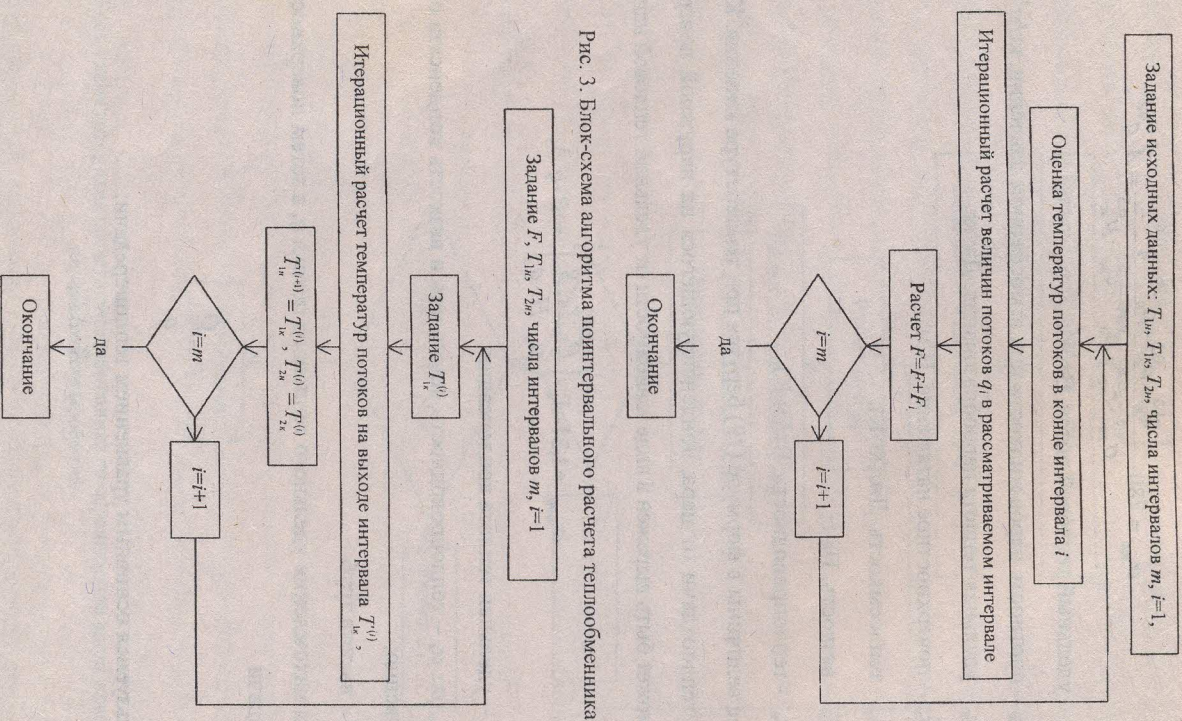


Рис. 3. Блок-схема алгоритма поинтервального расчета теплообменника

Рис. 4. Блок-схема алгоритма поинтервального расчета теплообменника в поверочной постановке

$$\frac{1}{K} = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{\alpha_{mp}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{amp}}, \quad (23)$$

которое представим в виде

где  $K$  – коэффициент теплопередачи;

$\Delta T$  – разность температур теплоносителей;

$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + r_{s1} + r_{s2}$  – сумма термических сопротивлений стенки трубы

и слоев загрязнений;

$\dot{Q}$  – тепловая нагрузка, определяемая из теплового баланса.

После подстановки в уравнение (21) выражений (19) и (20), оно приводится к виду:

$$f(q) = \frac{1}{A} \cdot q^{0.4} + \left( \sum \frac{\delta}{\lambda} \right) \cdot q + \frac{1}{B} \cdot q^3 - \Delta T = 0. \quad (24)$$

Решение последнего уравнения относительно удельной тепловой нагрузки  $q$  можно провести методом половинного деления (рис. 5). Идея метода состоит в последовательном сужении отрезка  $[a_i; b_i]$ , на котором находится искомый корень  $q^*$ , с помощью деления этого отрезка пополам:

$$c_i = \frac{a_i + b_i}{2} \quad (25)$$

и проверки условия

$$f(a_i) \cdot f(c_i) < 0. \quad (26)$$

Если условие (26) выполняется, то выбирают отрезок  $[a_i; c_i]$ ; в противном случае – отрезок  $[c_i; b_i]$ , и процедуру поиска повторяют. Деление отрезка производят до тех пор, пока его длина  $b_i - a_i$  не станет меньше заданной точности.

Нижняя граница интервала поиска  $a_i$  принимается близкой к нулю, а верхняя  $b_i$  – равной критической удельной тепловой нагрузке  $q_{кр}$  [3].



При найденной удельной тепловой нагрузке  $q$  требуемая поверхность теплообменника определяется из равенства (21).

В П. 1 дана программа проектного расчета вертикальных кожухотрубных кипятильников ВОЛЕР.

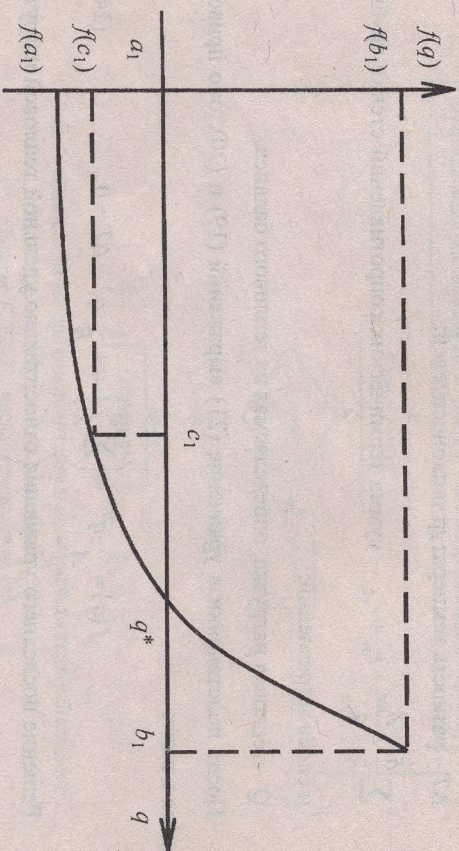


Рис. 5. Графическая иллюстрация метода половинного деления

### 3. Расчет теплообменных аппаратов с изменением агрегатного состояния одного из теплоносителей

К данному классу теплообменников можно отнести конденсаторы паров жидкостей и подогреватели, в которых в качестве греющего агента используется конденсирующийся пар. В таких теплообменниках температура изменяющегося агрегатного состояния теплоносителя остается постоянной вдоль поверхности теплопередачи и соответствует температуре фазового перехода, а температура второго теплоносителя монотонно изменяется. Следовательно, движущая сила и коэффициент теплопередачи изменяются вдоль поверхности. В этом случае расчет теплообменника ведут либо на основе осредненных вдоль поверхности параметров теплообмена, либо поинтервально, разбивая

всю поверхность теплообмена на участки и предполагая на каждом из них постоянными параметры теплообмена. Далее будем рассматривать расчет теплообменника по осредненным вдоль всей поверхности параметрам. Предлагаемый алгоритм расчета будет относиться к одно- и многоходовым кожухотрубным теплообменникам, в которых в межтрубном пространстве конденсируются пары жидкостей, а в трубах, вследствие теплоты конденсации, происходит нагревание жидкостей или газов.

Коэффициент теплоотдачи к теплоносителю в трубах может быть представлен в виде:

$$\alpha_{тр} = \frac{\lambda_{тр}}{d} \cdot x \cdot \text{Re}_{тр}^y \cdot \text{Pr}_{тр}^{0.43} = C \cdot N^{-\gamma}, \quad (27)$$

$$\text{где } \text{Re}_{тр} = \frac{v_{тр} \cdot d \cdot \rho_{тр}}{\mu_{тр}} = \frac{4 \cdot G_{тр} \cdot z}{\pi \cdot \mu_{тр} \cdot d \cdot N}, \quad \text{Pr}_{тр} = \frac{c_{тр} \cdot \mu_{тр}}{\lambda_{тр}};$$

$$x=0,023, y=0,8 \text{ — если } \text{Re}_{тр} \geq 10^4;$$

$$x=0,008, y=0,9 \text{ — если } 2300 \leq \text{Re}_{тр} < 10^4;$$

$G_{тр}$  — массовый расход теплоносителя в трубах;

$$d=d_{и} - 2 \cdot \delta_{ст} \text{ — внутренний диаметр трубы;}$$

$N$  — число труб;

$z$  — число ходов по трубному пространству.

Соответственно, коэффициент теплоотдачи от пара, конденсирующегося на наружной поверхности вертикальных труб диаметром  $d_i$  и высотой  $H$ , есть:

$$\alpha_{мтр} = D \cdot N^{\frac{1}{3}}, \quad (28)$$

где

$$D = 3,78 \cdot \lambda_{\kappa} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_{\kappa}^2 \cdot d_{и}}{\mu_{\kappa} \cdot G_{и}}}. \quad (29)$$

В случае горизонтальных труб имеем аналогичное соотношение:



$$\alpha_{\text{нтр}} = D \cdot N^3, \quad (30)$$

но

$$D = 2,02 \cdot P \cdot \lambda_{\kappa} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_{\kappa}^2 \cdot L}{\mu_{\kappa} \cdot G_{\text{н}}}}, \quad (31)$$

где  $L$  — длина труб;

$P$  — коэффициент, учитывающий число труб в вертикальном ряду в диаметральной сечении теплообменника.

Величина поверхности теплоотдачи  $F$  связана с числом труб  $N$  соотношением:

$$F = \pi \cdot \left( \frac{d_{\text{н}} + d}{2} \right) \cdot H \cdot N. \quad (32)$$

Тогда задачу определения поверхности теплопередачи можно свести к задаче отыскания числа труб  $N$  заданной длины (высоты) и диаметра. Для этого используем уравнение теплопередачи

$$K \cdot F \cdot \Delta T_{\text{cp}} = G_{\text{н}} \cdot t_{\kappa} \quad (33)$$

или

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_{\text{нтр}}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{нтр}}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{cp}} \cdot H \cdot N \cdot \Delta T_{\text{cp}}}{G_{\text{н}} \cdot t_{\kappa}}, \quad (34)$$

Здесь  $\Delta T_{\text{cp}}$  — среднелогарифмическая движущая сила;

$(G_{\text{н}}, t_{\kappa})$  — общая тепловая нагрузка;

$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{\text{з1}} + r_{\text{з2}}$  — сумма термических сопротивлений стенки трубы и загрязнений.

После подстановки в уравнение (33) выражений (27) и (28), оно приводится к виду

$$f(N) = \frac{1}{D} \cdot N^{-3} + \left( \sum \frac{\delta}{\lambda} \right) \cdot N^{-1} + \frac{1}{C} \cdot N^{(y-1)} - \frac{\pi \cdot d_{\text{cp}} \cdot H \cdot \Delta T_{\text{cp}}}{G_{\text{н}} \cdot t_{\kappa}} = 0 \quad (35)$$

Последнее уравнение можно решить относительно числа труб в теплообменнике  $N$  методом половинного деления, сущность которого уже рассмотрена ранее. После определения числа труб  $N$  необходимая поверхность теплообмена  $F$  определяется из уравнения (32).

Следует отметить, что для расчета поверхности теплопередачи по уравнению (32) необходимо предварительно задать ряд конструктивных параметров, а именно: тип теплообменника (горизонтальный, вертикальный), диаметр труб  $d_{\text{н}}$ , число ходов  $z$  и высоту (длину) труб  $H$ . На рис. 6 приведена блок-схема алгоритма расчета теплообменника, а в П. 2 дана программа расчета COND.

В программе предусмотрен расчет  $\alpha_{\text{нтр}}$  по формуле для развитого турбулентного режима движения теплоносителя в трубах ( $x=0,023$ ;  $y=0,8$ ). Если в результате расчета высоты и числа труб выбранного диаметра получается, что безразмерное число Рейнольдса лежит в диапазоне  $2300 \leq \text{Re}_{\text{нтр}} \leq 10^4$ , то производят коррекцию ( $x=0,008$ ;  $y=0,9$ ) и осуществляют пересчет необходимого для теплопередачи числа труб того же диаметра и высоты. Программой не предусмотрен расчет  $\alpha_{\text{нтр}}$  для ламинарного режима, поэтому в процессе выбора конструктивных характеристик теплообменника (диаметра труб  $d_{\text{н}}$ , числа ходов  $z$  и высоты труб  $H$ ) следует стремиться к тому, чтобы получившиеся в результате расчета число труб  $N$  обеспечивало выполнение условия  $\text{Re}_{\text{нтр}} \geq 2300$ .

#### 4. Расчет теплообменного аппарата без изменения агрегатного состояния теплоносителей

Данная группа теплообменных аппаратов включает подогреватели и холодильники, в которых в процессе теплопередачи ни один из теплоносителей не изменяет агрегатное состояние.



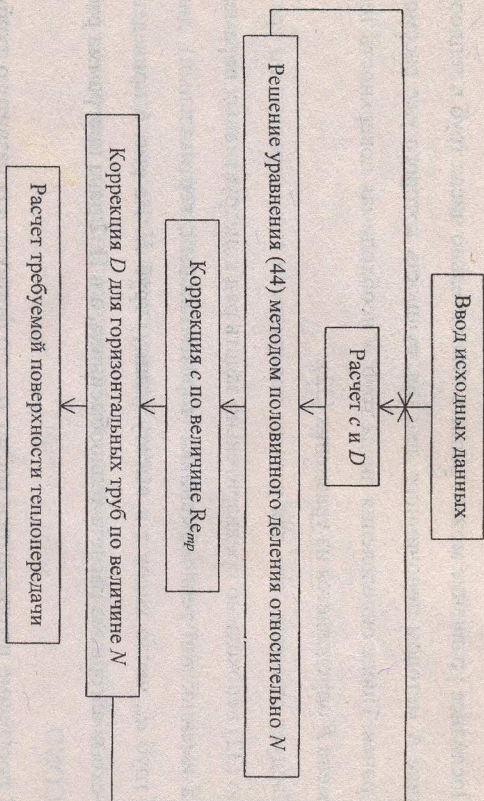


Рис. 6. Блок-схема алгоритма расчета кожухотрубного теплообменника с изменением агрегатного состояния одного из теплоносителей

В ходе нагрева и охлаждения теплоносителей температура каждого из них непрерывно и монотонно меняется вдоль теплообменной поверхности. Соответственно параметры теплопередачи (коэффициент теплопередачи, движущая сила) также будут изменяться. Значит, расчет теплообменного аппарата будем проводить, основываясь на осреднении по всей теплообменной поверхности коэффициента теплопередачи и разности температур теплоносителей. При этом свойства теплоносителей берутся при средних температурах.

Так как теплоносители в ходе теплообмена не испытывают фазовых превращений, то процесс теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке и от стенки к холодному теплоносителю зависит от режима течения теплоносителя, определяемого безразмерным числом Рейнольдса, свойств теплоносителя, определяемых безразмерным числом Прандтля, и температуры стенки.

Коэффициент теплоотдачи для теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве  $\alpha_{\text{нтр}}$  теплообменников с сегментными перегородками, оп-

ределяется следующими выражениями:

$$\alpha_{\text{нтр}} = \frac{\lambda_{\text{нтр}}}{d_s} \cdot \epsilon_{\phi} \cdot 0,4 \cdot \text{Re}_{\text{нтр}}^{0,6} \cdot \text{Pr}_{\text{нтр}}^{0,36}, \text{ если } \text{Re}_{\text{нтр}} > 1000; \quad (36)$$

$$\alpha_{\text{нтр}} = \frac{\lambda_{\text{нтр}}}{d_s} \cdot \epsilon_{\phi} \cdot 0,56 \cdot \text{Re}_{\text{нтр}}^{0,5} \cdot \text{Pr}_{\text{нтр}}^{0,36}, \text{ если } \text{Re}_{\text{нтр}} \leq 1000 \quad (37)$$

Здесь  $\text{Re}_{\text{нтр}} = \frac{G_{\text{нтр}} \cdot d_s}{\mu_{\text{нтр}} \cdot S_{\text{нтр}}}$  и  $\text{Pr}_{\text{нтр}} = \frac{c_{\text{нтр}} \cdot \mu_{\text{нтр}}}{\lambda_{\text{нтр}}}$  – безразмерные числа Рей-

нольдса и Прандтля для теплоносителя в межтрубном пространстве;  $\epsilon_{\phi} = 0,6$  – коэффициент, учитывающий влияние угла атаки при обтекании потока пучка труб;

$S_{\text{нтр}}$  – площадь наиболее узкого сечения потока в межтрубном пространстве теплообменника с сегментными перегородками, которая определяется из нормалей, приближенно ее можно определить:

$$S_{\text{нтр}} \approx 0,3 \cdot S, \text{ если } D \leq 0,3 \text{ м};$$

$$S_{\text{нтр}} \approx 0,16 \cdot S, \text{ если } D > 0,3 \text{ м};$$

где  $S = \pi D^2/4$  – площадь сечения теплообменника;

$D$  – диаметр кожуха.

В качестве определяющего размера в уравнениях (36) и (37) применяют эквивалентный диаметр  $d_s$ .

Коэффициент теплоотдачи для теплоносителя, движущегося в трубах, находится по формулам:

$$\alpha_{\text{тр}} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d} \cdot \text{Re}_{\text{тр}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{тр}}^{0,43}, \text{ если } \text{Re}_{\text{тр}} \geq 10^4; \quad (38)$$

$$\alpha_{\text{тр}} = 0,008 \cdot \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d} \cdot \text{Re}_{\text{тр}}^{0,9} \cdot \text{Pr}_{\text{тр}}^{0,43}, \text{ если } 2300 \leq \text{Re}_{\text{тр}} < 10^4; \quad (39)$$

$$\alpha_{\text{тр}} = 0,15 \cdot \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d} \cdot \text{Re}_{\text{тр}}^{0,33} \cdot \text{Pr}_{\text{тр}}^{0,43} \cdot \text{Gr}_{\text{тр}}^{-0,1}, \text{ если } \text{Re}_{\text{тр}} < 2300. \quad (40)$$



$$\text{Здесь } \text{Re}_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot G_{\text{тр}} \cdot z}{\pi \cdot \mu_{\text{тр}} \cdot d \cdot N}, \quad \text{Pr}_{\text{тр}} = \frac{c_{\text{тр}} \cdot \mu_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}}, \quad \text{и } \text{Gr}_{\text{тр}} = \frac{g \cdot d^3 \cdot \beta_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{тр}}^2 \cdot \Delta T}{\mu_{\text{тр}}^2}.$$

безразмерные числа Рейнольдса, Прандтля и Грасгофа для теплоносителя в трубах;

$\beta_{\text{тр}}$  – коэффициент объемного расширения,  $\text{K}^{-1}$ ;

$z$  – число ходов по трубному пространству.

В качестве определяющего размера в уравнениях (38)–(40) примем диаметр трубы  $d = d_{\text{и}} - 2 \cdot \delta_{\text{ст}}$ .

Так как коэффициент теплоотдачи для теплоносителя в трубах  $\alpha_{\text{тр}}$  зависит от значения температуры внутренней поверхности труб и теплоносителя в трубах  $\Delta T$ , которая заранее неизвестна, то величину  $\Delta T$  итерационно уточним, используя условие стационарности теплопередачи в теплообменнике:

$$\alpha_{\text{тр}} \cdot \Delta T = K \cdot \Delta T_{\text{cp}} \quad (41)$$

или

$$\Delta T = \frac{K \cdot \Delta T_{\text{cp}}}{\alpha_{\text{тр}}} \quad (42)$$

Среднюю разность температур  $\Delta T_{\text{cp}}$  определяют в зависимости от схемы движения теплоносителя по формуле:

$$\Delta T_{\text{cp}} = \varepsilon_{\Delta T} \cdot \Delta T_{\text{cp, max}}, \quad (43)$$

где  $\Delta T_{\text{cp, max}}$  – среднелогарифмическая разность температур;

$\varepsilon_{\Delta T} < 1$  – коэффициент, учитывающий снижение средней движущей силы при смешанном токе ( $z=2, 4, 6$ ) по сравнению с противотоком ( $\varepsilon_{\Delta T}=1$  при  $z=1$ ).

После определения коэффициента теплопередачи  $K$  и средней движущей силы  $\Delta T_{\text{cp}}$  поверхность теплопередачи рассчитывают при известной общей тепловой нагрузке  $Q$  из уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta T_{\text{cp}}}. \quad (44)$$

Так как процесс теплопередачи зависит и от конструктивных характеристик теплообменника, то перед началом расчета необходимо задать следующие конструктивные параметры: наружный диаметр трубы  $d_{\text{н}}$ , число ходов  $z$ , коэффициент  $\varepsilon_{\Delta T}$ , число труб в пучке  $N$  и площадь наиболее узкого сечения межтрубного пространства  $S_{\text{мтр}}$ .

На рис. 7 приведена блок-схема алгоритма расчета теплообменника для рассматриваемого случая.

Соответствующая программа расчета COOLER приведена в П. 3.

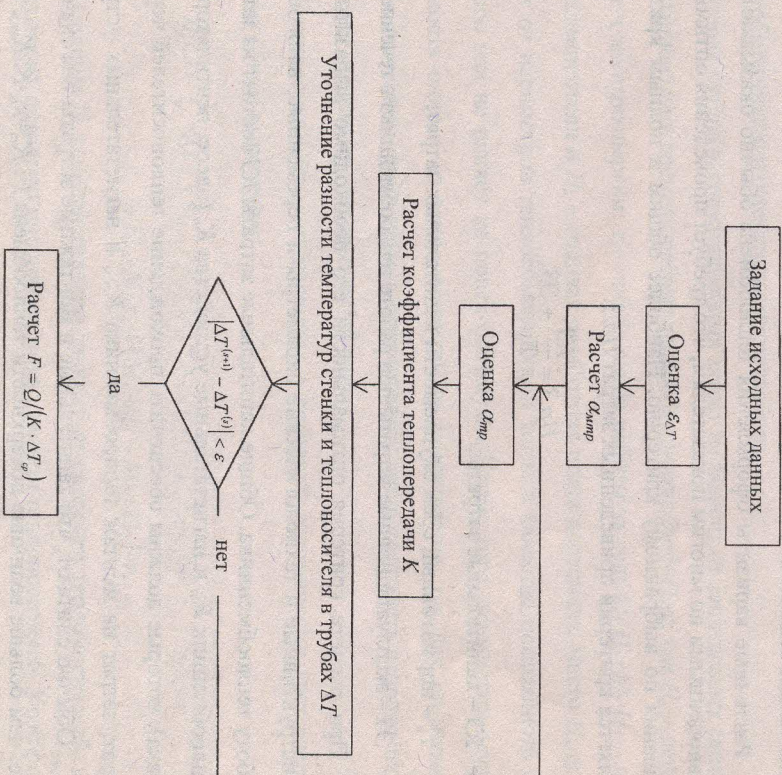


Рис. 7. Блок-схема алгоритма расчета теплообменника в отсутствие фазовых переходов теплоносителей



## 5. Постановка задач оптимизации теплообменных аппаратов

Рассмотренные алгоритмы расчета теплообменников ни в коей мере не гарантируют получение оптимального проектного варианта. Рассчитанная величина требуемой теплообменной поверхности может быть реализована различными способами конструктивного оформления теплообменной аппаратуры. Можно варьировать число и диаметр труб, диаметр кожуха, число ходов и количество перегородок в межтрубном пространстве, линейные скорости теплоносителей, а в некоторых случаях и конечную температуру одного из теплоносителей.

Различные варианты оформления теплообмена обычно оказываются неравноценными по многим показателям, что требует проведения оптимизации решения по выбранному критерию. Наиболее общим и полным критерием является критерий приведенных затрат  $Pr.3$ :

$$Pr.3 = \frac{K3}{T_n} + \sum Z, \quad (45)$$

где  $K3$  — капитальные затраты;

$T_n$  — нормативный срок окупаемости капитальных затрат;

$\sum Z$  — эксплуатационные затраты при работе теплообменника в течение года.

При расчете критерия оптимальности его необходимо выразить через конструктивные и технологические параметры и переменные, влияющие на работу теплообменника. Общие капитальные затраты  $K3$  состоят из затрат на теплообменник  $K_m$  и нагнетательные устройства  $K_n$  (насос, вентилятор, газодувка), которые должны обеспечить прохождение теплоносителей через аппарат, затрат на монтаж теплообменника  $K_{m,m}$  и нагнетательных устройств  $K_{n,m}$ . Обычно считают, что капитальные и монтажные затраты тем значительнее, чем больше величина поверхности теплообмена  $F$ :  $K_m = K_{m,F}$ ,  $K_{n,m} = K_{n,m,F}$ , где  $K_m$  и  $K_{m,m}$  — цены изготовления и монтажа, отнесенные к единице поверх-

ности теплообменника. Аналогично принимают, что  $K_n = K_{n,N}$ ,  $K_{n,m} = K_{n,m,N}$ , где  $K_n$  и  $K_{n,m}$  — затраты на стоимость и монтаж напорных устройств, приходящиеся на единицу мощности электродвигателя;  $N$  — мощность, затрачиваемая на перекачивание теплоносителей через теплообменник.

Эксплуатационные затраты  $\sum Z$  состоят из двух групп. К первой группе относят отчисления на капитальные вложения и расходы на текущий ремонт и содержание оборудования, принимаемые пропорциональными капитальным затратам:  $K_{2,m} \cdot K_m + K_{2,n} \cdot K_n$ , где  $K_{2,m}$  и  $K_{2,n}$  — коэффициенты, учитывающие амортизационные отчисления и расходы на текущий ремонт и содержание теплообменника и нагнетательных устройств.

Вторая группа эксплуатационных затрат не зависит от капитальных затрат, а пропорциональна времени работы теплообменника:  $\sum Z_n = N \cdot C_0 \cdot \tau_2$ , где  $C_0$  — цена за 1 кВт·ч электроэнергии;  $\tau_2$  — число часов работы за год;  $M_1 \cdot C_1 + M_2 \cdot C_2$  — цена за теплоносители и  $C_0$  — годовая заработная плата персонала. Часто  $C_0$  не зависит от параметров теплообменника, и тогда в качестве постоянного слагаемого она не влияет на поиск оптимума. Кроме того, во многих случаях стоимость одного из теплоносителей не учитывается, так как он является технологическим продуктом, а оплачивается лишь стоимость второго теплоносителя (например, охлаждающей воды).

Подстановка всех составляющих в критерий оптимизации дает следующее его общее выражение:

$$Pr.3 = \frac{1}{T_n} \cdot [(K_m + K_{m,m}) \cdot F + (K_n + K_{n,m}) \cdot N_{2,c}] + K_{2,m} \cdot K_m \cdot F + K_{2,n} \cdot K_n \cdot N + C_0 \cdot N \cdot \tau_2 + (M_1 \cdot C_1 + M_2 \cdot C_2) \cdot \tau_2 \quad (46)$$

Величина  $N$  непосредственно зависит от скорости теплоносителей, конструктивных размеров теплообменника, свойств теплоносителей. Коэффициенты  $T_n$ ,  $K_m$ ,  $K_{m,m}$ ,  $K_n$ ,  $K_{n,m}$ ,  $K_{2,m}$ ,  $K_{2,n}$ ,  $C_0$ ,  $C_1$ ,  $C_2$ , как правило, для конкретных



задач известны. Отметим, что некоторые из варьируемых переменных имеют непрерывный характер изменения, в то время как другие изменяются дискретно (например, число ходов), что, вообще говоря, усложняет решение задачи оптимизации.

Рассмотрим теперь алгоритм расчета оптимального теплообменника по критерию приведенных затрат. Для заданной конструкции аппарата выделяются независимые переменные, оптимальные значения которых должны быть найдены (например, температура одного из теплоносителей на выходе из теплообменника, диаметр трубы).

Через независимые переменные выражают следующие величины: поверхность теплообмена, гидравлическое сопротивление, массу аппарата, требуемую мощность нагревательного оборудования. Подстановка указанных величин в критерий оптимизации дает зависимость приведенных затрат от оптимизируемых переменных.

Пусть задана масса охлаждаемого теплоносителя  $G_1$ , его температура на входе  $T_{1н}$  и на выходе  $T_{1в}$ , а также температура охлаждающегося теплоносителя на входе  $T_{2н}$ .

Из условий теплового баланса определяем зависимость расхода хладагента от температуры на выходе  $T_{2к}$ :

$$G_2 = \frac{G_1 \cdot c_1 \cdot (T_{1в} - T_{1к})}{c_2 \cdot (T_{2к} - T_{2н})} \quad (47)$$

Теперь, задавая ряд допустимых температур хладагента на выходе из теплообменника  $T_{2к}^{(i)}$ , можно по одной из рассмотренных методик рассчитать соответствующие значения площади поверхности теплообмена  $F^{(i)}$ .

При этом коэффициент теплопередачи будет зависеть от скорости движения теплоносителя  $K=K(v)$ . Поэтому для каждого значения температуры

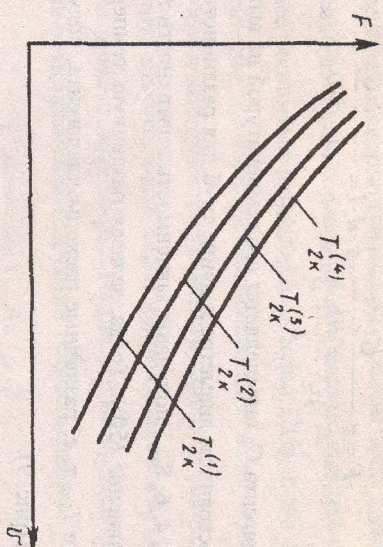


Рис. 8. Зависимость требуемой площади поверхности теплообмена  $F$  от конечной температуры хладагента  $T_{2к}$  и скорости движения теплоносителя  $v$ .

хладагента на выходе из теплообменника  $T_{2к}^{(i)}$  определяем необходимую поверхность теплообмена при различных скоростях теплоносителя в трубах ( $v=0,4-2,5$  м/с). На основании расчета получаем зависимость  $F=F(T_{2к}^{(i)}, v)$  (рис. 8).

С другой стороны, поверхность теплообмена в кожухотрубном теплообменнике есть:

$$F = z \cdot N \cdot \pi \cdot d \cdot l, \quad (48)$$

где  $z$  — число ходов пучка труб;

$N$  — число труб в пучке;

$d$  — диаметр труб;

$l$  — длина труб (один ход).

Согласно уравнению материального баланса число труб в пучке ( $N$ ) определяется массовым расходом холодного теплоносителя и его скоростью в виде

$$N = \frac{4 \cdot G_2}{v \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \rho_2} \quad (49)$$

где  $\rho_2$  — плотность холодного теплоносителя.

Подставляя выражение (49) в (48), получаем



$$F = z \cdot \frac{G_2}{\pi \cdot d^2} \cdot \pi \cdot d \cdot l = \frac{4 \cdot z \cdot l \cdot G_2}{\rho_2 \cdot d^3} \cdot v \quad (50)$$

Расход хладагента  $G_2$  определяется его температурой на выходе  $T_{2*}$ . Кроме того, при постоянном диаметре и длине труб для различного числа ходов пучка труб  $z=2, 4, 6, 8, \dots$  получают зависимость поверхности  $F$  от скорости хладагента (уравнение (50)). Тогда, задавая различную температуру хладагента на выходе  $T_{2*}$ , т. е. различные расходы хладагента, получают зависимость  $F=F(n, v)$  (рис. 9).

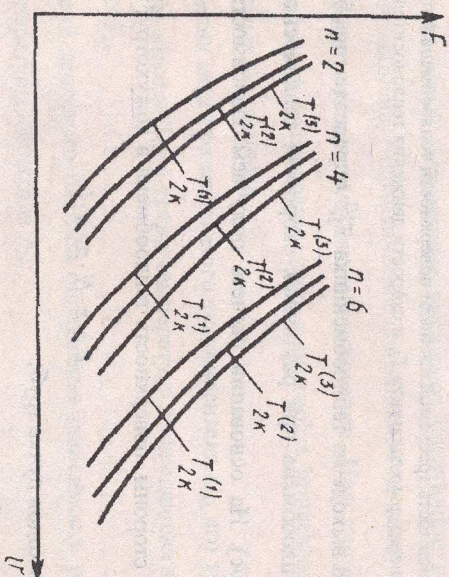


Рис. 9. Зависимость требуемой площади поверхности теплообмена от числа ходов  $n$  и скорости движения  $v$ .

Очевидно, что искомое решение должно одновременно удовлетворять как уравнению теплового баланса (47), так и уравнению массового расхода хладагента (49). Графически это означает, что искомое решение соответствует точкам пересечения кривых  $F(T_{2*}, v)$  и  $F(n, v)$  при совмещении графиков на рис. 8 и рис. 9. Найденным точкам пересечения кривых отвечают требуемые значения поверхности теплообмена  $F$  и скорости хладагента  $v$  при раз-

личных температурах хладагента на выходе и разном числе ходов пучка труб.

Теперь среди возможных решений необходимо выбрать оптимальное, соответствующее минимуму приведенных затрат. Для этого для каждого допустимого решения рассчитывают капитальные и эксплуатационные затраты (уравнение (46)) и выбирают такую конструкцию, т. е. поверхность теплообмена, число труб в пучке, число ходов, расход хладагента, которая обеспечивает минимум приведенных затрат. На рис. 10 изображена блок-схема алгоритма расчета оптимальной конструкции теплообменника.

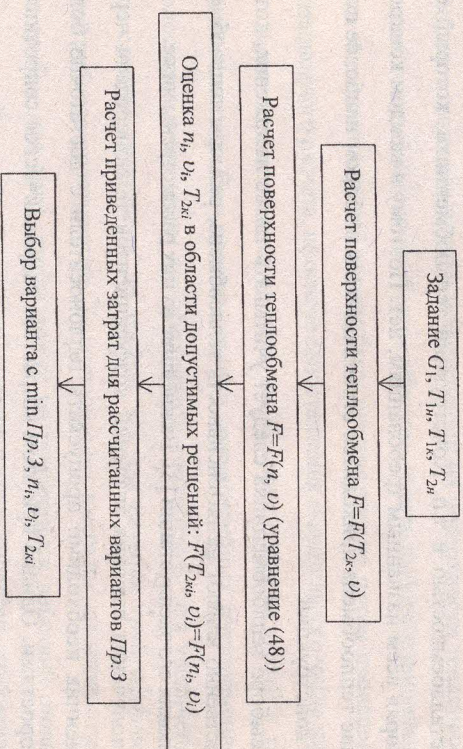


Рис. 10. Блок-схема алгоритма расчета оптимальной конструкции теплообменника

## 6. Рекомендации по проектированию поверхностных теплообменников

При проектировании поверхностных теплообменников выбор конструкции теплообменника приобретает важнейшее значение. Следует учитывать ряд требований, которым должен удовлетворять данный теплообменник [6]. Эти требования зависят от конкретных условий протекания процесса теплообмена, к которым, прежде всего, следует отнести: величину тепловой нагрузки аппарата; агрегатное состояние и физико-химические свойства тепло-



носителей (вязкость и др.), их агрегативность; температуру и давление в аппарате; условия теплопереноса (гидродинамические режимы, соотношения между коэффициентами теплопередачи по обе стороны стенки и др.); возможность создания чистого противотока, если температура теплоносителей в процессе теплопереноса заметно изменяется; возможность загрязнения поверхностей теплообмена (если таковая существует, то желательно, чтобы поверхность была доступной для периодической чистки) и др. Кроме того, теплообменник должен быть как можно более прост по устройству, компактен, с малой металлоемкостью и т.п. Конструкции теплообменника, который бы удовлетворял всем названным требованиям, нет. Поэтому в каждом конкретном случае теплообмена приходится ограничиваться выбором наиболее подходящей конструкции.

При выборе теплообменника следует учитывать также положение, которые существенно влияют на интенсивность теплообмена, размеры теплообменника и условия его эксплуатации [3]. Важнейшие из них рассмотрены ниже.

Для получения высоких значений коэффициентов теплопередачи через теплообменник необходимо пропускать теплоносители с достаточно большими скоростями. Однако при этом возрастает гидравлическое сопротивление теплообменника. Из практических данных следует, что приемлемые значения коэффициентов теплопередачи можно получить при скоростях для жидкостей до  $1 \div 1,5$  м/с и для газов до  $10 \div 25$  м/с. Обычно в теплообменниках различных типов можно принимать скорости, которые рекомендуются при протекании жидкостей и газов в трубопроводах и каналах [7].

Надо помнить, что увеличение скорости одного теплоносителя заметно повышает коэффициент теплопередачи только в том случае, если коэффициент теплоотдачи с другой стороны стенки велик (т.е. является нелимитирующим), а термическое сопротивление стенки мало. Поскольку массовые расходы теплоносителей определяются тепловым и материальным балансами

теплообменника, то на линейную скорость теплоносителей в аппарате можно повлиять только соответствующим подбором в нем сечений.

В некоторых случаях коэффициент теплопередачи может определяться в первую очередь термическим сопротивлением загрязнения на стенке. При большом загрязнении увеличение скорости теплоносителя практически не приводит к существенной интенсификации теплопереноса, однако увеличивает затраты на прокачивание теплоносителей через аппарат. В то же время нужно помнить, что чем выше скорости теплоносителей, тем медленнее происходит отложение накипи и загрязнений на поверхности теплообменных стенок теплообменников. Таким образом, задача выбора рациональных скоростей теплоносителей может быть решена только путем проведения оптимального расчета, на основе сопоставления значительного числа вариантов.

Важно правильно определить место ввода теплоносителей в трубчатый теплообменник. При проектировании кожухотрубных теплообменников теплоноситель с меньшим коэффициентом теплоотдачи для увеличения скорости следует пропускать по трубам, так как сечение труб меньше сечения межтрубного пространства. Теплоноситель с высоким давлением пропускают по трубам для того, чтобы кожух не подвергался действию повышенного давления. По трубам пропускают также коррозирующий теплоноситель, поскольку кожух при этом может быть изготовлен из недорогого материала.

Для снижения тепловых потерь в нагревательных теплообменниках более горячий (охлаждаемый) теплоноситель пропускают по трубам, а в холодильниках наоборот, что способствует более интенсивному охлаждению за счет потерь теплоты в окружающую среду. Если теплоноситель в процессе теплопереноса может выделять загрязнения, то такой теплоноситель направляют с той стороны этой поверхности, которую легче чистить.



## 7. Пример расчета теплообменного аппарата без изменения агрегатного состояния теплоносителей

Расчитать и подобрать нормализованный теплообменный аппарат для охлаждения рабочей среды расходом  $G$ , кг/ч, от  $T_n$  до  $T_k$ .

Таблица 1

| Рабочая среда | Назначение и тип аппарата | Расход $G \cdot 10^{-3}$ , кг/ч | Температура |            |
|---------------|---------------------------|---------------------------------|-------------|------------|
|               |                           |                                 | $T_n$ , °C  | $T_k$ , °C |
| Ацетон        | Холодильник               | 10                              | 50          | 20         |

Согласно рекомендациям:

- выбираем противоточный режим работы теплообменника;
- принимаем начальную температуру хладагента  $t_{n1} = 10^\circ\text{C}$ ;
- охлаждаемую жидкость направляем по трубному пространству, а охлаждающую – по межтрубному.

Температурная схема процесса представлена на рис. 11. Определим среднюю разность температур теплоносителей:

$$\Delta t_6 = 50 - 20 = 30^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_n = 20 - 10 = 10^\circ\text{C}.$$

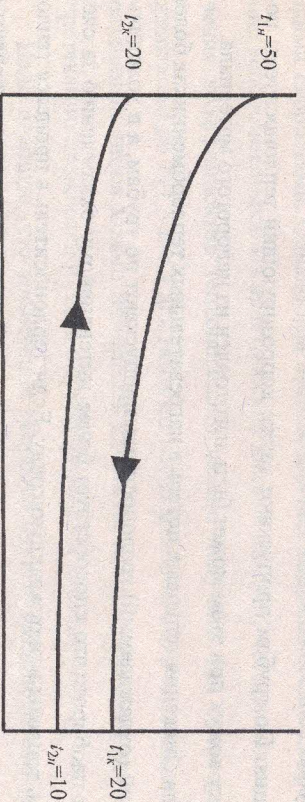


Рис. 11. Температурная схема процесса охлаждения ацетона водой

Т.к.  $\Delta t_6 / \Delta t_n > 2$ , то

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_n}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_n}} = \frac{30 - 10}{\ln \frac{30}{10}} = 18^\circ\text{C}.$$

Средняя температура воды:

$$t_{2cp} = \frac{t_{2n} + t_{2k}}{2} = \frac{10 + 20}{2} = 15^\circ\text{C}.$$

Средняя температура ацетона:

$$t_{1cp} = t_{2cp} + \Delta t_{cp} = 15 + 18 = 33^\circ\text{C}.$$

Общая тепловая нагрузка  $Q$ :

$$Q = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_{1n} - t_{1k}) = \frac{10000}{3600} \cdot 2260 \cdot (50 - 20) = 188333 \text{ Вт},$$

где  $c_1 = 2260 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$  – удельная теплоемкость ацетона при средней температуре  $33^\circ\text{C}$

Определяется ориентировочное значение поверхности теплообмена, для чего по табл. 4.8 [8] принимается ориентировочное значение коэффициента теплопередачи  $K_{op} = 400 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$ :

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{188333}{400 \cdot 18} = 26 \text{ м}^2.$$

Скорость ацетона в трубах для обеспечения условия турбулентного режима движения теплоносителя должна быть не менее  $v'_{mp}$ :

$$v'_{mp} = \frac{10^4 \cdot \mu_{mp}}{d_e \cdot \rho_{mp}} = \frac{10^4 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3}}{0,016 \cdot 810} = 0,31 \text{ м/с},$$

где  $\mu_{mp} = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамическая вязкость ацетона при  $33^\circ\text{C}$ ;

$\rho_{mp} = 810 \text{ кг/м}^3$  – плотность ацетона при  $33^\circ\text{C}$ .

Число параллельных труб диаметром  $20 \times 2 \text{ мм}$ , обеспечивающих условие  $Re_{mp} > 10^4$  при заданном расходе ацетона:



$$n' = \frac{4 \cdot G_{\text{нр}}}{\pi \cdot \rho_{\text{нр}} \cdot d^2 \cdot v'_{\text{нр}}} = \frac{4 \cdot 10000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 810 \cdot 0,016^2 \cdot 0,31} = 55 \text{ шт.}$$

Выбираем по ГОСТ 15118-79, ГОСТ 15120-79 варианты конструкций теплообменных аппаратов, удовлетворяющих условию  $n < 55$  и  $F < 26 \text{ м}^2$ .

Таблица 2

| № п/п | Диаметр кожуха, D, м | Наружный диаметр трубы d, м | Толщина стенки $\delta$ , м | Число ходов по трубному пространству z | Число труб в пучке N | Поверхность теплообмена F, м <sup>2</sup> | Длина труб H, м |
|-------|----------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------------------------------------|----------------------|-------------------------------------------|-----------------|
| 1     | 0,325                | 0,020                       | 0,002                       | 1                                      | 100                  | 25                                        | 4,0             |
| 2     | 0,325                | 0,020                       | 0,002                       | 2                                      | 90                   | 22,5                                      | 4,0             |
| 3     | 0,400                | 0,025                       | 0,002                       | 2                                      | 100                  | 24                                        | 3,0             |
| 4     | 0,400                | 0,025                       | 0,002                       | 2                                      | 50                   | 31                                        | 4,0             |

Далее произведем расчет теплообменного аппарата по программе COOLER (см. П. 3), предварительно определив по справочной литературе [8, 9] теплофизические параметры воды и ацетона. Найденные значения параметров заносится в таблицу идентификаторов.

**Решение.** После ввода исходной информации по программе COOLER в случае первого варианта получаем:  $\alpha_{\text{нр}} = 391,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ ;  $K = 336,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ ;  $F = 29,8 \text{ м}^2$ ;  $\text{Re}_{\text{нр}} = 5371,5$ ;  $\text{Re}_{\text{аппр}} = 5701$ . Запас поверхности составляет:

$$\Delta = \frac{25 - 29,8}{29,8} \cdot 100 = -16,3\%.$$

Второй вариант:  $\alpha_{\text{нр}} = 1572,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ ;  $K = 952,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ ;  $F = 13,2 \text{ м}^2$ ;  $\text{Re}_{\text{нр}} = 23873,2$ ;  $\text{Re}_{\text{аппр}} = 5701$ . Запас поверхности составляет:

$$\Delta = \frac{22,5 - 13,2}{13,2} \cdot 100 = 70,6\%.$$

Третий вариант:  $\alpha_{\text{нр}} = 885,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ ;  $K = 591,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ ;  $F = 21,3 \text{ м}^2$ ;  $\text{Re}_{\text{нр}} = 16370,2$ ;  $\text{Re}_{\text{аппр}} = 4704,5$ . Запас поверхности составляет:

$$\Delta = \frac{24 - 21,3}{21,3} \cdot 100 = 12,7\%.$$

Четвертый вариант:  $\alpha_{\text{нр}} = 885,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ ;  $K = 591,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ ;  $F = 21,3 \text{ м}^2$ ;  $\text{Re}_{\text{нр}} = 16370,2$ ;  $\text{Re}_{\text{аппр}} = 4704,5$ . Запас поверхности составляет:

$$\Delta = \frac{31 - 21,3}{21,3} \cdot 100 = 45,8\%.$$

Таким образом, заданным технологическим условиям отвечают второй, третий и четвертый варианты. Однако обоснованный запас поверхности обеспечивает лишь третий вариант теплообменного аппарата. Следовательно, принимаем к установке теплообменный аппарат с параметрами по ГОСТ 15118-79:

Таблица 3

| Диаметр кожуха D, м | Наружный диаметр трубы d <sub>н</sub> , м | Толщина стенки $\delta_{\text{ст}}$ , м | Число ходов по трубному пространству z | Число труб в пучке N | Поверхность теплообмена F, м <sup>2</sup> | Длина труб H, м |
|---------------------|-------------------------------------------|-----------------------------------------|----------------------------------------|----------------------|-------------------------------------------|-----------------|
| 0,400               | 0,025                                     | 0,002                                   | 2                                      | 100                  | 24                                        | 3,0             |



## 8. Список использованной литературы

1. Гельперн Н. И. Основные процессы и аппараты химической технологии, М.: Химия, 1981.
2. Голованчиков А. Б., Симонов Б. В. Применение ЭВМ в химической технологии и экологии. Часть 1. Учебное пособие / ВолгГТУ. – Волгоград, 1994. – 109 с.
3. Дытнерский Ю. И. Процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. Изд. 2-е. В 2-х кн.: Часть 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. М.: Химия, 1995. – 400 с.: ил.
4. Кафаров В. В., Глебов М. Б. Математическое моделирование основных процессов химических производств: Учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. шк., 1991. – 400 с.: ил.
5. Машины и аппараты химических производств. Учебник для вузов / И. И. Поникаров и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.
6. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии: Под ред. В. Г. Айнштейна. М.: «Логос», «Высшая школа», 2002, Кн. 1. – 912 с.
7. Основные процессы и аппараты химической технологии. Пособие по курсовому проектированию. Под ред. Ю. И. Дытнерского. Л.: Химия, 1991. – 400 с.
8. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л.: Химия, 1987. – 572 с.
9. Справочник химика. М. - Л.: Химия, Т. III, 1962. – 106 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

### П. 1. Программа для расчета теплообменных аппаратов с изменением агрегатного состояния обоих теплоносителей VOLER

на Quick Basic V.4.5

```
*****
* Программа VOLER
*****
CONST pi = 3.14
DIM s AS STRING * 1
COLOR 0, 15: CLS
PRINT "Ввод данных для расчета теплообменника:"
INPUT "Введите расход кипящей жидкости: ", gk0
INPUT "Температура конденсации паров: ", td
INPUT "Введите удельную теплоту конденсации: ", rd
INPUT "Введите температуру кипения жидкости: ", tk
INPUT "Введите удельную теплоту парообразования: ", tk
    Вычисление разности температур
    dt = td - tk
PRINT "Средняя движущая сила равна: ", dt
gk = gk0 / 3600
    Решение уравнения теплового баланса
    q = 1.05 * gk * tk
PRINT "Общая тепловая нагрузка: ", q: " Вт"
    Выбор приближенного значения коэффициента теплопередачи
INPUT "Введите предварительный коэффициент теплопередачи: ", kpr
    Определение предварительной поверхности теплообмена
    fr = q / (kpr * dt)
PRINT "Ориентировочная поверхность теплообмена равна: ", fr: " м2"
PRINT "Нажмите любую клавишу...": DO: LOOP WHILE INKEY$ = ""
    Выбор стандартного аппарата из типоразмерного ряда
    "Ввод исходных данных для уточненного расчета поверхности теплообмена
CLS
PRINT "Ввод основных теплофизических параметров конденсата при td:"
INPUT "Введите плотность конденсата: ", rho
INPUT "Введите вязкость конденсата: ", mu
INPUT "Введите коэффициент теплопроводности конденсата: ", ld
CLS
PRINT "Ввод теплофизических параметров кипящей жидкости при tk:"
INPUT "Введите плотность кипящей жидкости: ", rho
INPUT "Введите теплоемкость кипящей жидкости: ", ck
INPUT "Введите вязкость кипящей жидкости: ", mu
INPUT "Введите коэффициент теплопроводности кипящей жидкости: ", lk
INPUT "Введите коэффициент поверхностного натяжения жидкости: ", sl
```



```

INPUT "Введите плотность паров жидкости при атмосферном давлении:", rho
INPUT "Введите плотность паров жидкости при заданном давлении:", rho_v
INPUT "Введите коэффициент теплопроводности стенки:", lsk
INPUT "Введите термическое сопротивление зарывания со стороны пара:", ru
INPUT "Введите термическое сопротивление зарывания со стороны жидкости:", rk
Определение расхода пара
gd = qr / rd
Расчет уточненного коэффициента теплопередачи и поверхности теплообмена
ch = ""
DO
CLS
PRINT "Ввод параметров теплообменника."
INPUT "Введите наружный диаметр трубы:", dh
INPUT "Введите толщину стенки трубы:", delt
INPUT "Введите длину трубы:", h
INPUT "Введите общее число труб:", nt
Задание границ интервала поиска
A = .0001: B = .14 * rk * rho_v ^ .5 * (9.81 * sl * tok) ^ .25
DO
C = (A + B) / 2
IF ABS ((B - A) / A) > .001 THEN
qm = A
fqa = 1 / (1.21 * Id * (rod * rd * 9.81 / (mud * h)) ^ (1/3)) * qm ^ (4/3)
+ (delt / lsk + ru + trk) * qm + (sl * rho_v ^ .6 * rk ^ .66 * ck ^ .3
* muk ^ .3) / (780 * lsk * 1.3 * tok ^ .5 * rho_v ^ .06) * qm ^ .4 - dt
qm = C
fqc = 1 / (1.21 * Id * (rod * rd * 9.81 / (mud * h)) ^ (1/3)) * qm ^ (4/3)
+ (delt / lsk + ru + trk) * qm + (sl * rho_v ^ .6 * rk ^ .66 * ck ^ .3
* muk ^ .3) / (780 * lsk * 1.3 * tok ^ .5 * rho_v ^ .06) * qm ^ .4 - dt
IF SGN (fqa * fqc) <= 0 THEN B = C ELSE A = C
END IF
LOOP UNTIL ABS ((B - A) / A) <= .001
Расчет поверхности теплообмена
fr = qr / qm
f = pi * (dh - delt) * h * nt
at = 780 * (lk ^ 1.3 * tok ^ .5 * rho_v ^ .06 * qm ^ .6) / (sl ^ .5
* lk ^ .6 * tok ^ .66 * ck ^ .3 * muk ^ .3)
Расчет коэффициента теплоотдачи в трубном пространстве
amt = 1.21 * Id * (rod * rd * 9.81 / (mud * h * qm)) ^ (1/3)
Расчет коэффициента теплопередачи
k = 1 / (1 / at + (delt / lsk + ru + rk) + 1 / amt)
CLS
PRINT "*****Результаты расчетов*****"
PRINT "Расход пара равен:", gd
PRINT "Коэффициент теплоотдачи в трубном пространстве:", at
PRINT "Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве:", amt
PRINT "Коэффициент теплопередачи:", k

```

```

PRINT "Расчетная поверхность теплообмена:", fr
PRINT "Заданная поверхность теплообмена:", f
PRINT "Запас поверхности теплообмена:", (f - fr) / fr * 100, "%"
PRINT:
PRINT "Новый расчет y/n:"
DO
ch = INKEY$
LOOP UNTIL ch = "y" OR ch = "Y" OR ch = "n" OR ch = "N" OR ch = CHR$(27) OR ch
= CHR$(13)
LOOP UNTIL ch = "n" OR ch = "N" OR ch = CHR$(27)
END

```

### на Pascal V.7.0

```

Program BOILER;
uses crt;
var
gk0,gk,td,rd,tk,dt,krg,fr,qr,rod,mud,ld,gd,ru,rx,
tok,ck,muk,lk,sl,rho,rov,lsk,dl,h,dh,delt,a,b,c,qm,
at,amt,k,fr,freal,
ch:char;
begin
clrscr;
writeln('Ввод данных для расчета теплообменника');
write('Введите расход кипящей жидкости:');readln(gk0);
write('Температура конденсации паров:');readln(td);
write('Введите удельную теплоту конденсации:');readln(ld);
write('Введите температуру кипения жидкости:');readln(tk);
write('Введите удельную теплоту парообразования:');readln(lk);
{Вычисление разности температур}
dt:=td - tk;
writeln('Движущая сила равна',dt:2:3);
gk:=gk0/3600;
{Решение уравнения теплового баланса}
qr:=1.05 * gk * tk;
writeln('Общая тепловая нагрузка:',qr:2:3,'Вт');
{Выбор приближенного значения коэффициента теплопередачи}
write('Введите предварительный коэффициент теплопередачи:');readln(krg);
{Определение предварительной поверхности теплообмена}
fr:=qr/(krg * dt);
writeln('Ориентировочная поверхность теплообмена равна:',fr:2:3,'м2');
write('Нажмите любую клавишу...');readkey;
{Выбор стандартного аппарата из типового ряда}
{Ввод исходных данных для уточненного расчета поверхности теплообмена}
clrscr;
writeln('Ввод основных теплофизических параметров конденсата при td:');
write('Введите плотность конденсата:');readln(rho);
write('Введите вязкость конденсата:');readln(mud);

```



```

write('Введите коэффициент теплопроводности конденсата:'); readln(d);
else;
{Ввод тепловых параметров нагреваемой жидкости}
writeln('Ввод тепловых параметров кипящей жидкости при k:');
write('Введите плотность кипящей жидкости:'); readln(rok);
write('Введите вязкость кипящей жидкости:'); readln(ck);
write('Введите коэффициент теплопроводности кипящей жидкости:'); readln(kk);
write('Введите коэффициент поверхностного натяжения жидкости:'); readln(sl);
write('Введите плотность паров жидкости при атмосфер. давлении:'); readln(ro);
write('Введите коэффициент теплопроводности стенки:'); readln(ks);
write('Введите термическое сопротивление заграждения со стороны
пара:'); readln(gu);
write('Введите термическое сопротивление заграждения со стороны
жидкости:'); readln(gx);
{Определение расхода пара}
gd = qr / rd;
{Расчет уточненного коэффициента теплопередачи и поверхности теплообмена}
ch := ' ';
repeat
  clsc;
  writeln('Ввод параметров теплообменника:');
  write('Введите наружный диаметр трубы:'); readln(dh);
  write('Введите толщину стенки трубы:'); readln(del);
  write('Введите длину трубы:'); readln(h);
  write('Введите общее число труб:'); readln(n);
  {Задавание границ интервала поиска}
  A := .0001;
  B := .14 * k * ro ^ .5 * (9.81 * sl * rok) ^ .25;
  C := (A + B) / 2;
  IF ABS ((B - A) / A) > .001 THEN
    begin
      qm := A;
      fga = 1 / (1.21 * Id * rod * rd * 9.81 / (mid * h)) ^ (1/3) * qm ^ (4/3)
      + (del / l * r * r) * qm + (sl ^ .5 * rk ^ .6 * ro ^ .66 * ck ^ .3
      * muk ^ .3) / (780 * k ^ 1.3 * rok ^ .5 * ro ^ .06) * qm ^ .4 - dt;
      qm := C;
      fgc := 1 / (1.21 * Id * rod * rd * 9.81 / (mid * h)) ^ (1/3) * qm ^ (4/3)
      + (del / l * r * r) * qm + (sl ^ .5 * rk ^ .6 * ro ^ .66 * ck ^ .3
      * muk ^ .3) / (780 * k ^ 1.3 * rok ^ .5 * ro ^ .06) * qm ^ .4 - dt;
      IF SGN (fga * fgc) <= 0 THEN B := C; ELSE A := C;
    until Not (ABS ((B - A) / A) <= .001);
  End;
{Расчет поверхности теплообмена}
ft := qr / qm;
f := pi * (dh - del) * h * nt;

```

```

{Расчет коэффициента теплоотдачи в трубном пространстве}
at := 780 * (k ^ 1.3 * rok ^ .5 * ro ^ .06 * qm ^ .6) / (sl ^ .5
* rk ^ .6 * ro ^ .66 * ck ^ .3 * muk ^ .3);
{Расчет коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве}
amt := 1.21 * Id * rod * rd * 9.81 / (mid * h * qm) ^ (1/3);
{Расчет коэффициента теплопередачи}
k := 1 / (1 / at + (del / l * r * r) + 1 / amt);
clsc;
writeln('*****Результаты расчетов*****');
writeln('Расход пара равен:'); gd: 1.2;
writeln('Коэффициент теплоотдачи в трубном пространстве:'); at: 1.2;
writeln('Коэффициент теплоотдачи в межтруб. пространстве:'); amt: 1.2;
writeln('Коэффициент теплопередачи:'); k: 1.2;
writeln('Расчетная поверхность теплообмена равна:'); ft: 1.2;
writeln('Задачная поверхность теплообмена равна:'); f: 2.3;
writeln('Запас поверхности теплообмена:'); (f-ft)/f * 100.3.5.%;
writeln;
write('Новый расчет y/n:');
repeat
  ch := teadkey;
  until ch in ['y', 'Y', 'n', 'N', #27, #13];
  until ch in ['n', 'N', #27];
end.

```



Таблица идентификаторов к программе ВОПЕР

Таблица 4

| Наименование параметров                                                     | Размерность            | Обозначение в теореме | Значение в программе |
|-----------------------------------------------------------------------------|------------------------|-----------------------|----------------------|
| <b>Исходные и справочные данные</b>                                         |                        |                       |                      |
| 1. Расход нагреваемой жидкости                                              | кг/ч                   | G                     | gk0                  |
| 2. Температура конденсации паров                                            | °C                     | $T_{\text{конд}}$     | td                   |
| 3. Удельная теплота конденсации                                             | Дж/кг                  | $r_k$                 | rd                   |
| 4. Температура кипения жидкости                                             | °C                     | $T_{\text{кип}}$      | tk                   |
| 5. Удельная теплота парообразования                                         | Дж/кг                  | $r_{\text{ж}}$        | tk                   |
| <b>Термодинамические параметры конденсата при температуре конденсации</b>   |                        |                       |                      |
| 6. Плотность конденсата                                                     | кг/м <sup>3</sup>      | $\rho_k$              | rok                  |
| 7. Вязкость конденсата                                                      | Пас                    | $\mu_k$               | mk                   |
| 8. Коэффициент теплопроводности конденсата                                  | Вт/(м·К)               | $\lambda_k$           | lk                   |
| <b>Термодинамические параметры кипящей жидкости при температуре кипения</b> |                        |                       |                      |
| 9. Плотность жидкости                                                       | кг/м <sup>3</sup>      | $\rho_{\text{ж}}$     | rog                  |
| 10. Теплоемкость жидкости                                                   | Дж/(кг·К)              | $C_{\text{ж}}$        | cg                   |
| 11. Вязкость жидкости                                                       | Пас                    | $\mu_{\text{ж}}$      | mg                   |
| 12. Коэффициент теплопроводности жидкости                                   | Вт/(м·К)               | $\lambda_{\text{ж}}$  | lg                   |
| 13. Коэффициент поверхностного натяжения                                    | Н/м                    | $\sigma_{\text{ж}}$   | sg                   |
| 14. Плотность паров жидкости при атм. давлении                              | кг/м <sup>3</sup>      | $\rho_0$              | to                   |
| 15. Плотность паров жидкости при заданном давлении                          | кг/м <sup>3</sup>      | $\rho_n$              | rov                  |
| 16. Коэффициент теплопроводности стенки                                     | Вт/м·К                 | $\lambda_{\text{ст}}$ | lst                  |
| 17. Термическое сопротивление со стороны пара                               | м <sup>2</sup> ·К/Вт   | $r_{\text{з1}}$       | ty                   |
| 18. Термическое сопротивление со стороны жидкости                           | м <sup>2</sup> ·К/Вт   | $r_{\text{з2}}$       | tx                   |
| <b>Параметры теплообменного аппарата</b>                                    |                        |                       |                      |
| 19. Наружный диаметр трубы                                                  | м                      | $d_n$                 | dh                   |
| 20. Толщина стенки трубы                                                    | м                      | $\delta_{\text{ст}}$  | delt                 |
| 21. Длина трубы                                                             | м                      | H                     | h                    |
| 22. Общее число труб в пучке                                                | шт.                    | n                     | nl                   |
| <b>Расчетные параметры</b>                                                  |                        |                       |                      |
| 23. Разность температур                                                     | °C                     | $\Delta T$            | dt                   |
| 24. Общее количество теплоты                                                | Вт                     | Q                     | qr                   |
| 25. Расход пара                                                             | кг/с                   | $G_n$                 | gd                   |
| 26. Коэффициент теплоотдачи в трубном пространстве                          | Вт/(м <sup>2</sup> ·К) | $\alpha_{\text{тр}}$  | atr                  |
| 27. Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве                       | Вт/(м <sup>2</sup> ·К) | $\alpha_{\text{мтр}}$ | amt                  |
| 28. Коэффициент теплопередачи                                               | Вт/(м <sup>2</sup> ·К) | K                     | k                    |
| 29. Расчетная поверхность теплообмена                                       | м <sup>2</sup>         | F                     | ff                   |
| 30. Заданная поверхность теплообмена                                        | м <sup>2</sup>         | F                     | f                    |

## II. Программа для расчета теплообменных аппаратов с изменением агрегатного состояния одного из теплоносителей COND

на Quick Basic V.4.5

```

DECLARE FUNCTION power! (bas AS SINGLE, expon AS SINGLE)
*****
* Программа: COND
*****
CONST PI = 3.14
DIM ch AS STRING
COLOR 0, 15: CLS
PRINT "Ввод данных для расчета теплообменника:"
INPUT "Расход нагреваемой жидкости": gto
INPUT "Начальная температура нагреваемой жидкости": tnt
INPUT "Конечная температура нагреваемой жидкости": kt
INPUT "Температура конденсации пара": td
Вычисление средней разности температур
dtb = td - tnt
dtm = td - kt
IF dtb / dtm < 2 THEN dt = (dtb + dtm) / 2 ELSE dt = (kt - tnt) / (LOG(dtb / dtm))
Вычисление средней температуры нагреваемой жидкости
tst = td - dt
PRINT "Средняя движущая сила равна: ", dt
PRINT "Средняя температура нагреваемой жидкости: ", tst
INPUT "Введите теплоемкость нагреваемой жидкости при средней температуре: ", ct
gt = gto / 3600
'Решение уравнения теплового баланса
qr = 1.05 * gt * ct * (kt - tnt)
PRINT "Количество теплоты, переданное жидкости: ", qr: "Вт"
'Выбор приближенного значения коэффициента теплопередачи
INPUT "Введите предварительный коэффициент теплопередачи: ", kpt
'Определение предварительной поверхности теплообмена
fr = qr / (kpt * dt)
PRINT "Ориентировочная поверхность теплообмена равна: ", fr
PRINT "Нажмите любую клавишу ...": DO: LOOP WHILE INKEY$ = ""
'Выбор стандартного аппарата из типового ряда
CLS
PRINT "Ввод исходных данных для уточненного расчета поверхности теплообмена:"
PRINT "Введите основные термодинамические параметры конденсата:"
INPUT "Введите удельную теплоту конденсации пара": rd
INPUT "Введите плотность конденсата": rho
INPUT "Введите вязкость конденсата: ", mu
INPUT "Введите коэффициент теплопроводности конденсата: ", ld
'Ввод термодинамических параметров нагреваемой жидкости при средней температуре
INPUT "Введите плотность нагреваемой жидкости: ", rho
INPUT "Введите вязкость нагреваемой жидкости: ", mu
INPUT "Введите коэффициент теплопроводности: ", lk

```



```

INPUT "Введите коэффициент теплопроводности стенки.", l1
INPUT "Термическое сопротивление заграждения со стороны пара.", ty
INPUT "Термическое сопротивление заграждения со стороны жидкости.", tx
'Определение расхода греющего пара
gd = qr / rd
'Расчет уточненного коэффициента теплопередачи и поверхности теплообмена
ch = ""
CLS
DO WHILE ch <> "N" AND ch <> CHR$(27)
INPUT "Введите тип теплообменника (1-горизонтальный 2-вертикальный), [1,2]:", tpr
INPUT "Введите внешний диаметр трубы:", dh
INPUT "Введите толщину стенки трубы:", delt
INPUT "Введите длину трубы:", L
INPUT "Введите число ходов:", z
INPUT "Введите коэффициент, учитывающий число труб в вертикальном ряду в диамет-
ральном сечении теплообменника.", P
j = 1
d = dh - 2 * delt
IF j = 1 THEN
X = .023
Y = .8
ELSE
X = .008
Y = .9
j = 0
END IF
'Задаче границ интервала поиска [A,B]
A = 1
B = 2000
C = 0
'Поиск корня методом половинного деления
DO
C = (A + B) / 2
IF tpr = 1 THEN
B1 = 2.02 * P * Id * power(tod * tod * L / (vd * gd), (1 / 3))
ELSE
B1 = 3.78 * Id * power(tod * tod * dh / (vd * gd), (1 / 3))
END IF
B2 = ltr * X / d * power(4 * gtr * z / (pi * vtr * d), Y) * power(ctr * vtr / ltr, (.43))
Q = A
FA = power(Q, (.4 / 3)) / B1 + delt / ltr / Q + power(Q, (Y - 1)) / B2 - pi * (dh - delt) * L * dt /
(gd * rd)
Q = C
FC = power(Q, (.4 / 3)) / B1 + delt / ltr / Q + power(Q, (Y - 1)) / B2 - pi * (dh - delt) * L * dt /
(gd * rd)
IF SGN(FA * FC <= 0) THEN B = C ELSE A = C
LOOP UNTIL ABS(B - A) <= .5)
C = (A+B)/2

```

```

'Расчет поверхности теплопередачи
f = pi * L * C * (dh + d) / 2
'Расчет числа Рейнольдса для теплоносителя в трубах
ret = 4 * gtr * z / (pi * vtr * d * C)
IF ((ret > 10000) and (j=1)) or ((ret<10000) and (j=0)) THEN fl=1
IF ret<10000 then j=0
Until fl=1
END IF
'Расчет коэффициентов теплоотдачи
'Расчет коэффициента теплопередачи
k = 1 / (1 / alfat + ty + delt / ltr + tx + 1 / alfat)
alfat = power(C, (-Y)) * (ltr * X / d) * power(4 * gtr * z / (pi * vtr * d), Y) * power(ctr * vtr / ltr,
.43)
IF tpr = 2 THEN
alfamt = power(C, 1 / 3) * 2.02 * P * Id * power(tod * tod * L / (vd * gd), 1 / 3)
ELSE
alfamt = power(C, 1 / 3) * 3.78 * Id * power(tod * tod * dh / (vd * gd), 1 / 3)
END IF
PRINT "Результаты расчетов."
PRINT "Число Рейнольдса для теплоносителя в трубах:", ret
PRINT "Коэффициент теплоотдачи в трубном пространстве:", alfat
PRINT "Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве:", alfat
PRINT "Коэффициент теплопередачи:", k
PRINT "Число труб:", C
PRINT "Требуемая поверхность теплообмена:", f
PRINT "Расход греющего пара:", gd
PRINT
PRINT "Новый расчет [y,n]:";
DO
ch = INKEY$
LOOP UNTIL ch = "y" OR ch = "Y" OR ch = "n" OR ch = "N" OR ch = CHR$(27) OR ch =
CHR$(13)
LOOP
END
FUNCTION power (bas AS SINGLE, expon AS SINGLE) power = EXP(expon*LOG(bas))
END FUNCTION

```

#### на Pascal V. 7.0

```

program cond;
uses crt;
var
gtr0,gtr,ttr,dt,rd,dth,dim,istr,ctr,qr,kpr,fr,rd,tod,vd,ld,gou,vtr,ltr,stry,gx,gd,tpr,dh,delt,l,z,p
real;
j,d,x,y,a,b,c,b1,b2,q,fa,fc,f,gtr,alfat,alfamt,k,gd0,ltr,real;
fl:boolean;
ch:char;

```



```

function power(base, expon: real): real;
begin
    power:=exp(expon*ln(base));
end;

begin
    clscr;
    writeln('Ввод данных для расчета теплообменника');
    write('Введите расход нагреваемой жидкости:'); readln(gtd);
    write('Начальная температура нагреваемой жидкости:'); readln(tnt);
    write('Конечная температура нагреваемой жидкости:'); readln(kt);
    write('Введите температуру конденсирующегося пара:'); readln(td);
    {Вычисление средней разности температур}
    dtb:=td-tnt;
    if dtb/dtm<2 then dt:=(dtb+dtm)/2 else dt:=(kt-tnt)/ln((td-tnt)/(td-kt));
    ist:=td-dt; {Средняя движущая сила равна:}; dt:=5.3;
    writeln('Средняя температура нагреваемой жидкости равна:'); readln(tst:=5.3);
    write('Введите теплоемкость нагреваемой жидкости при средней температуре:');
    readln(ct);
    gtr:=gtd/3600;
    {Решение уравнения теплового баланса}
    qtr:=1.05*gtr*ct*(kt-tnt);
    writeln('Количество теплоты переданное жидкости равно:'); readln(qtr:=5.3);
    write('Введите предварительный коэффициент теплопередачи:'); readln(kpr);
    ftr:=qtr/(kpr*td); {Определение предварительной поверхности теплообмена}
    writeln('Ориентировочная поверхность теплообмена равна:'); readln(ftr:=5.3, m^2);
    write('Нажмите любую клавишу...'); readkey;
    clscr;
    writeln('ВВОД ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ УТОЧНЕННОГО РАСЧЕТА
    ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА');
    writeln;
    {Ввод тепловых параметров конденсата}
    writeln('Ввод основных тепловых параметров конденсата:');
    write('Введите удельную теплоту конденсации пара:'); readln(trd);
    write('Введите плотность конденсата:'); readln(rtd);
    write('Введите вязкость конденсата:'); readln(vd);
    write('Введите коэффициент теплопроводности конденсата:'); readln(ld);
    writeln;
    {Ввод тепловых параметров нагреваемой жидкости}
    writeln('Ввод тепловых параметров нагреваемой жидкости при средней
    температуре:');
    write('Введите плотность нагреваемой жидкости:'); readln(rdt);
    write('Введите вязкость нагреваемой жидкости:'); readln(vt);
    write('Введите коэффициент теплопроводности нагреваемой жидкости:'); readln(lt);
    write('Введите коэффициент теплопроводности стенки:'); readln(st);
    {Определение расхода пара}
    qd:=qtr/rd;

```

```

    writeln('Расход пара:'); readln(qd:=5.5);
    write('Нажмите любую клавишу...'); readkey;
    {Расчет уточненного коэффициента теплопередачи и поверхности теплообмена}
    repeat
        clscr;
        writeln('Расчет теплообменника');
        writeln;
        write('Введите тип теплообменника (1-горизонтальный, 2-вертикальный):'); readln(tp);
        write('Введите внешний диаметр трубы:'); readln(dh);
        write('Введите толщину стенки трубы:'); readln(dst);
        writeln;
        d:=dh-2*dst; {Определение внутреннего диаметра трубы}
        write('Введите длину трубы:'); readln(l);
        write('Введите число ходов:'); readln(z);
        write('Введите коэффициент учитывающий число труб в вертикальном ряду в диа-
        метральном сечении теплообменника:'); readln(r);
        j:=1;
        {Расчет числа Рейнольдса и поверхности теплообмена}
        {в зависимости от режима течения жидкости внутри труб}
        repeat
            {Определение режима течения жидкости внутри труб}
            if j=1 then
                begin
                    x:=0.023;
                    y:=0.8;
                end
            else
                begin
                    x:=0.008;
                    y:=0.9;
                end;
            end;
            {Задание границ интервала поиска числа труб по методу половинного деления}
            A:=1;
            B:=2000;
            c:=0;
            while (abs(b-a)>0.5) do
                begin
                    c:=(a+b)/2;
                    if tp=1 then
                        B1:=2.02*P*ld*power(sqrt(rtd)*(vd*qd),(1/3))
                    else
                        B1:=3.78*ld*power(sqrt(rtd)*dh/(vd*qd),(1/3));
                        B2:=lr*x/d*power(4*gtr*z/(r1*vt*d), y)*power(ct*vt/lr, 0.43);
                        q:=a;
                        fa:=power(q, (4/3))/b1+delv/(st*q)+power(q, y-1)/b2-r1*(dh-delv)*1*dl/(qd*td);
                        q:=c;
                        fc:=power(q, (4/3))/b1+delv/(st*q)+power(q, y-1)/b2-r1*(dh-delv)*1*dl/(qd*td);
                        if fa*fc<0 then b:=c else a:=c;

```



```

end;
c:=(a+b)/2; {Расчет поверхности теплообмена}
f:=pi*c*(dh+d)/2; {Расчет числа Рейнольдса для теплоносителя в трубах}
{Расчет числа Рейнольдса для теплоносителя в трубах}
ret:=4*gt*z/(pi*vt*d*c);
if (ret>10000) and (f=1) or (ret<10000) and (f=0) then fi:=1;
if fi<10000 then j:=0; {Определение режима течения внутри труб}
until fi=1;
{Расчет коэффициентов теплоотдачи}
alfat:=power(c,-y)*lt*x/d*power(4*gt*z/(pi*vt*d),y)*power(st*vt/lt,0.43);
if tir=1 then
    alfat:=power(c,1/3)*2.02*r1d*power(sqrt(gd)*l/(vd*qd),1/3);
else
    alfat:=power(c,1/3)*3.78*ld*power(sqrt(gd)*dh/(vd*qd),1/3);
{Расчет коэффициента теплопередачи}
k:=1/(1/alfat+delt/st+1/alfat);
writeln;
{Вывод результатов расчета}
writeln('Результаты расчетов');
writeln('Число Рейнольдса для теплоносителей в трубах:',ret,5:5);
writeln('Коэффициент теплоотдачи в трубах:',alfat,5:5);
writeln('Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве:',alfat,5:5);
writeln('Коэффициент теплопередачи:',k,5:5);
writeln('Число труб:',c,1:2);
writeln;
repeat
    write('Повторить расчет теплообменника y/n:');readln(ch);
until ch in ['Y','y','n','N'];
until (ch='n') or (ch='N');
end.

```

Таблица идентификаторов к программе COND

Таблица 5

| Наименование параметров                                                         |                        | Размерность     | Обозначение в теоретической литературе | Значение |
|---------------------------------------------------------------------------------|------------------------|-----------------|----------------------------------------|----------|
| <b>Исходные и справочные данные</b>                                             |                        |                 |                                        |          |
| 1. Расход нагреваемой жидкости                                                  | кг/ч                   | $G_{np}$        | $g_{t0}$                               |          |
| 2. Начальная температура нагреваемой жидкости                                   | °C                     | $T_n$           | $t_{nt}$                               |          |
| 3. Конечная температура нагреваемой жидкости                                    | °C                     | $T_k$           | $t_{kt}$                               |          |
| 4. Температура конденсации пара                                                 | °C                     | $T_{конд}$      | $t_d$                                  |          |
| 5. Предварительный коэффициент теплопередачи                                    | Вт/(м <sup>2</sup> ·К) | $K_{пр}$        | $k_{pr}$                               |          |
| 6. Удельная теплота конденсации пара                                            | Дж/кг                  | $r_k$           | $r_d$                                  |          |
| <b>Теплофизические параметры конденсата при температуре конденсации</b>         |                        |                 |                                        |          |
| 7. Плотность конденсата                                                         | кг/м <sup>3</sup>      | $\rho_k$        | $\rho_d$                               |          |
| 8. Вязкость конденсата                                                          | Пас                    | $\mu_k$         | $\mu_d$                                |          |
| 9. Коэффициент теплопроводности конденсата                                      | Вт/(м·К)               | $\lambda_k$     | $\lambda_d$                            |          |
| <b>Теплофизические параметры нагреваемой жидкости при средней t-ре жидкости</b> |                        |                 |                                        |          |
| 10. Средняя температура нагреваемой жидкости                                    | °C                     | $T_{ср}$        | $t_{st}$                               |          |
| 11. Теплоемкость нагреваемой жидкости                                           | Дж/(кг·К)              | $c_{ж}$         | $c_t$                                  |          |
| 12. Вязкость нагреваемой жидкости                                               | Пас                    | $\mu_{ж}$       | $\mu_t$                                |          |
| 13. Коэффициент теплопроводности нагреваемой жидкости                           | Вт/(м·К)               | $\lambda_{ж}$   | $\lambda_t$                            |          |
| 14. Коэффициент теплопроводности стенки                                         | Вт/(м·К)               | $\lambda_{ст}$  | $\lambda_l$                            |          |
| 15. Термическое сопротивление заграун. со стороны пара                          | м <sup>2</sup> ·К/Вт   | $r_{з1}$        | $r_u$                                  |          |
| 16. Термическое сопротивление заграун. со стороны жидк.                         | м <sup>2</sup> ·К/Вт   | $r_{з2}$        | $r_x$                                  |          |
| <b>Параметры теплообменного аппарата</b>                                        |                        |                 |                                        |          |
| 17. Внешний диаметр трубы                                                       | м                      | $d_u$           | $d_h$                                  |          |
| 18. Толщина стенки трубы                                                        | м                      | $\delta_{ст}$   | $d_{st}$                               |          |
| 19. Внутренний диаметр трубы                                                    | м                      | $d$             | $d$                                    |          |
| 20. Длина труб                                                                  | м                      | $L$             | $L$                                    |          |
| 21. Число ходов по трубному пространству                                        | -                      | $z$             | $z$                                    |          |
| 22. Тип теплообменника                                                          | -                      | $N$             | $tpr$                                  |          |
| 23. Число труб                                                                  | шт.                    | $N$             | $C$                                    |          |
| <b>Расчетные параметры</b>                                                      |                        |                 |                                        |          |
| 24. Средняя разность температур                                                 | °C                     | $\Delta T_{ср}$ | $\Delta t$                             |          |
| 25. Расход пара                                                                 | кг/с                   | $G_n$           | $g_d$                                  |          |
| 26. Общее количество теплоты                                                    | Вт                     | $Q$             | $q_r$                                  |          |
| 27. Число Рейнольдса в трубах                                                   | -                      | $Re_{тр}$       | $ret$                                  |          |
| 28. Коэффициент теплоотдачи в трубах                                            | Вт/(м <sup>2</sup> ·К) | $\alpha_{тр}$   | $alfat$                                |          |
| 29. Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве                           | Вт/(м <sup>2</sup> ·К) | $\alpha_{мпр}$  | $alfamt$                               |          |
| 30. Коэффициент теплопередачи                                                   | Вт/(м <sup>2</sup> ·К) | $K$             | $k$                                    |          |
| 31. Требуемая поверхность теплообмена                                           | м <sup>2</sup>         | $F$             | $f$                                    |          |



### П. 3. Программа для расчета теплообменных аппаратов без изменения агрегатного состояния теплоносителей COOLER

#### на Quick Basic V.4.5

```

COLOR 0, 7: CLS
CONST P1 = 3.1415927#
PRINT "*****Исходные данные расчета:"
INPUT "Введите начальную температуру рабочей жидкости[град.]:", t1n
INPUT "Введите конечную температуру рабочей жидкости[град.]:", t1k
INPUT "Введите начальную температуру хладагента[град.]:", t2n
PRINT
PRINT "*****Параметры трубоного пространства:"
INPUT "Введите теплопроводность теплоносителя в трубах [LTR], Вт/(м*К):", LTR
INPUT "Введите плотность теплоносителя в трубах [RTR], кг/(м^3):", RTR
INPUT "Введите вязкость теплоносителя в трубах [MTR], Па*с:", MTR
INPUT "Введите теплоемкость теплоносителя в трубах [CTR], Дж/(кг*К):", CTR
INPUT "Введите коэф. объемного расширения теплоносителя в трубах [B], 1/К:", B
INPUT "Введите массовый расход теплоносителя в трубах [GTR], кг/с:", GTR
PRINT
PRINT "*****Параметры межтрубного пространства:"
INPUT "Введите теплопроводность теплоносителя в межтрубном пространстве [LMTR],
Вт/(м*К):", LMTR
INPUT "Введите вязкость теплоносителя в межтрубном пространстве [MMTR], Па*с:",
MMTR
INPUT "Введите теплоемкость теплоносителя в межтрубном пространстве [CMTR],
Дж/(кг*К):", CMTR
INPUT "Введите массовый расход теплоносителя в межтрубном пространстве [GMTR],
кг/с:", GMTR
INPUT "Введите теплопроводность стенки труб [LST], Вт/(м*К):", LST
PRINT
PRINT "*****Определение исходных данных:"
Q = GTR * CTR * (t1n - t1k)
t2k = t2n + Q / (GMTR * CMTR)
DTL = ((t1n - t2k) - (t1k - t2n)) / LOG((t1n - t2k) / (t1k - t2n))
PRINT "Общая тепловая нагрузка:" + STR$(Q)
PRINT "Конечная температура хладагента:" + STR$(t2k)
PRINT "Среднетемпературная разность температур:" + STR$(DTL)
PRINT
PRINT "*****Подбор теплообменника-холодильника:"
Query$ = ""
DO UNTIL Query$ = "N" OR Query$ = "n" OR Query$ = CHR$(27)
INPUT "Введите диаметр кожуха [DK], м:", DK
INPUT "Введите наружный диаметр труб [DN], м:", DN
INPUT "Введите толщину стенки [D], м:", D
INPUT "Введите число ходов по трубному пространству [z]:", z

```

```

INPUT "Введите коэф. учитывающий снижение средней движущей силы [EDT]:",
EDT
INPUT "Введите число труб в пучке [n]:", N
IF DK <= .3 THEN SMTR = .3 * P1 * DK ^ 2 / 4 ELSE SMTR = .16 * P1 * DK ^ 2 / 4
ReTR = 4 * GTR * z / (P1 * MTR * (DN - 2 * D) * N)
PrTR = CTR * MTR / LTR
GrTR = 9.81 * (DN - 2 * D) ^ 3 * B * RTR ^ 2 / (MTR ^ 2)
IF ReTR < 2300 THEN ATR = .15 * LTR * ReTR ^ .33 * PrTR ^ .43 * GrTR ^ .1 / (DN -
2 * D)
IF ReTR < 10000 THEN ATR = .008 * LTR * ReTR ^ .9 * PrTR ^ .43 / (DN - 2 * D)
ELSE ATR = .023 * LTR * ReTR ^ .8 * PrTR ^ .43 / (DN - 2 * D)
ReMTR = GMTR * DN / (MMTR * SMTR)
PrMTR = CMTR * MMTR / LMTR
IF ReMTR <= 1000 THEN AMTR = LMTR * .6 * .56 * ReMTR ^ .5 * PrMTR ^ .36 / DN
ELSE AMTR = LMTR * .6 * .4 * ReMTR ^ .6 * PrMTR ^ .36 / DN
DT = EDT * DTL: A01 = 1 / ATR: A02 = D / LST: A03 = 1 / AMTR: A04 = A01 + A02 +
A03
K = 1 / A04: P = ATR
IF ReTR < 2300 THEN
DO
KN = K
DTH = DT * K / ATR
ATRN = P * DTH ^ .1
K = 1 / (1 / ATRN + D / LST + 1 / AMTR)
De = ABS((K - KN) / K)
LOOP WHILE De > .01
END IF
F = Q / (K * DT)
PRINT "Число Рейнольдса в трубах:", STR$(ReTR)
PRINT "Число Рейнольдса в межтрубном пространстве:", STR$(ReMTR)
PRINT "Коэффициент теплоотдачи в трубах:", STR$(ATR)
PRINT "Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве:", STR$(AMT)
PRINT "Коэффициент теплопередачи:", STR$(K)
PRINT "Расчетная поверхность теплопередачи:", STR$(F)
LOCATE 24, 1: PRINT "Распечатать результаты расчета?": COLOR 5: PRINT "Y":
COLOR 0: PRINT "a": COLOR 5: PRINT "N": COLOR 0: PRINT "et":
DO
Query$ = INKEY$
IF Query$ = CHR$(13) OR Query$ = "Y" OR Query$ = "y" THEN
LPRINT "Параметры теплообменника (Диаметр кожуха " + STR$(DK) +
", трубы " + STR$(DN) + "*" + STR$(D) + "):"
LPRINT "Число ходов - " + STR$(z) + " труб - " + STR$(N)
LPRINT "Число Рейнольдса в трубах:", STR$(ReTR)
LPRINT "Число Рейнольдса в межтрубном пространстве:", STR$(ReMTR)
LPRINT "Коэффициент теплоотдачи в трубах:", STR$(ATR)
LPRINT "Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве:",
STR$(AMT)
LPRINT "Коэффициент теплопередачи:", STR$(K)

```



```

LPRINT "Расчетная поверхность теплопередачи"; STR$(F)
END IF
END IF
LOOP UNTIL Query$ = CHR$(27) OR Query$ = "H" OR Query$ = "N" OR Query$ =
CHR$(13) OR Query$ = "D" OR Query$ = "d"
LOCATE 24, 1: PRINT SPACES(80); Query$ = ""
LOCATE 24, 1: PRINT "Повторить расчет"; COLOR 5: PRINT "D"; : COLOR 0:
PRINT "a"; : : COLOR 5: PRINT "H"; : COLOR 0: PRINT "et"; :
DO
    Query$ = INKEY$
LOOP UNTIL Query$ = CHR$(27) OR Query$ = "H" OR Query$ = "N" OR Query$ =
CHR$(13) OR Query$ = "D" OR Query$ = "d"
LOOP
END

```

### на Pascal V. 7.0

```

Program Cooler;
{$N+,E+}
Uses
    Crt;
Var
    {*****Исходные данные расчета;}
    l1n: Real; l1k: Real; l2n: Real;
    {*****Параметры трубного пространства;}
    LTR: Real; RTR: Real; MTR: Real; STR: Real; V: Real; GTR: Real;
    {*****Параметры межтрубного пространства;}
    LMTR: Real; MMTR: Real; SMTR: Real; GMTR: Real; LST: Real;
    {*****Доопределенные исходных данные;}
    Q: Real; l2k: Real; DTL: Real;
    {*****Параметры выбираемого теплообменника;}
    DK, D, DN: Real; z: Byte; EDT: Real; N: Integer;
    {*****Расчетные данные;}
    SMTR, ReTR, P+TR, G+TR, AMTR, ATR: Double;
    ReMTR, PmMTR, DT, K, De, F: Double;
    {*****Вспомогательные данные;}
    A01, A02, A03, A04, P, KN: Double;
    DTH, ATRH: Real; Query: Char;
Function Yx(AUX, XUX: Real): Double;
    begin
        YX:=exp(XUX*Ln(AUX));
    end;
Begin
    ClrScr;
    WriteLn('*****Исходные данные расчета:');
    Write ('Введите начальную температуру рабочей жидкости [град.]:'); Readln(l1n);
    Write ('Введите конечную температуру рабочей жидкости [град.]:'); Readln(l1k);
    Write ('Введите начальную температуру хладагента [град.]:'); Readln(l2n);
    WriteLn('*****Параметры трубного пространства:');

```

```

Write ('Введите теплопроводность теплоносителя в трубах [LTR], Вт/(м*К):'); Readln
(LTR);
Write ('Введите плотность теплоносителя в трубах [RTR], кг/(м3):'); Readln(RTR);
Write ('Введите вязкость теплоносителя в трубах [MTR], Па*с:'); Readln (MTR);
Write ('Введите теплоемкость теплоносителя в трубах [STR], Дж/(кг*К):'); Readln
(STR);
Write ('Введите коэф. объемного расширения теплоносителя в трубах [V],
1/К:'); Readln (V);
Write ('Введите массовый расход теплоносителя в трубах [GTR], кг/с:'); Readln (GTR);
WriteLn;
WriteLn('*****Параметры межтрубного пространства:');
Write ('Введите теплопроводность теплоносителя в межтрубном пространстве
[LMTR], Вт/(м*К):'); Readln (LMTR);
Write ('Введите вязкость теплоносителя в межтрубном пространстве [MMTR],
Па*с:'); Readln (MMTR);
Write ('Введите теплоемкость теплоносителя в межтрубном пространстве [SMTR],
Дж/(кг*К):'); Readln (SMTR);
Write ('Введите массовый расход теплоносителя в межтрубном пространстве
[GMTR], кг/с:'); Readln (GMTR);
Write ('Введите теплопроводность стенки труб [LST], Вт/(м*К):'); Readln (LST);
WriteLn;
WriteLn('*****Доопределение исходных данных:');
Q := GTR * STR * (l1n - l1k);
l2k := l2n + Q / (GMTR * SMTR);
DTL := (l1n - l2k) - (l1k - l2n) / Ln((l1n - l2k) / (l1k - l2n));
WriteLn ('Общая тепловая нагрузка', Q:9:3);
WriteLn ('Общая тепловая нагрузка', l2k:9:3);
WriteLn ('Среднегеометрическая разность температур', DTL:9:3);
WriteLn;
WriteLn('*****Подбор теплообменника-холодильника:');
repeat
    Write ('Введите диаметр кожуха [DK], м:'); Readln (DK);
    Write ('Введите наружный диаметр труб [DN], м:'); Readln(DN);
    Write ('Введите толщину стенки [D], м:'); Readln (D);
    Write ('Введите число ходов по трубному пространству [z]:'); Readln (z);
    Write ('Введите коэф. учитывающий снижение средней движущей силы
    [EDT]:'); Readln (EDT);
    Write ('Введите число труб в пучке [n]:'); Readln(n);
    IF DK <= 0.3 THEN SMTR := 0.3 * P1 * Yx(DK,2) / 4 ELSE SMTR := 0.16 * P1 *
    Yx(DK,2) / 4;
    ReTR := 4 * GTR * z / (P1 * MTR * (DN - 2 * D) * N);
    P+TR := STR * MTR / LTR;
    G+TR := 9.81 * Yx((DN - 2 * D),3) * V * Yx(RTR,2) / Yx(MTR,2);
    IF ReTR < 2300 THEN ATR := 0.15 * LTR * Yx(ReTR,0.33) * Yx(P+TR,0.43) *
    Yx(G+TR,0.1) / (DN - 2 * D);
    IF ReTR < 10000 THEN ATR := 0.008 * LTR * Yx(ReTR,0.9) * Yx(P+TR,0.43) /
    (DN - 2 * D) ELSE

```



```

    ATR := 0.023 * LTR * Yx(ReTR,0.8) * Yx(RTR,0.43) / (DN - 2 * D);
    ReMTR := GMTR * DN / (MMTR * SMTR);
    RmTR := SMTR * MMTR / LMTTR;
    IF ReMTR <= 1000 THEN AMTR := LMTTR * 0.6 * 0.56 * Yx(ReMTR,0.5) *
    Yx(RmTR,0.36) / DN ELSE
        AMTR := LMTTR * 0.6 * 0.4 * Yx(ReMTR,0.6) * Yx(RmTR,0.36) / DN;
    DT := EDT * DTL; A01 := 1 / ATR; A02 := D / LST; A03 := 1 / AMTR; A04 := A01
    + A02 + A03;
    K := 1 / A04; P := ATR;
    IF ReTR < 2300 THEN
        Begin
            repeat
                KN := K;
                DTH := DT * K / ATR;
                ATRN := P * Yx(DTH,0.1);
                K := 1 / (1 / ATRN + D / LST + 1 / AMTR);
                De := ABS((K - KN) / K);
            until Not (De > 0.01);
        End;
    F := Q / (K * DT);
    Writeln ('Число Рейнольдса в трубах: ', ReTR:9:3);
    Writeln ('Число Рейнольдса в межтрубном пространстве: ', ReMTR:9:3);
    Writeln ('Коэффициент теплоотдачи в трубах: ', ATR:9:3);
    Writeln ('Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве: ', AMT:9:3);
    Writeln ('Расчетная поверхность теплопередачи: ', F:9:3);
    Writeln ('Повторить расчет (Да, Нет): ');
    repeat
        Query := ReadKey;
    until Query in [#27, 'n', 'N', #13, 'D', 'd'];
    until Query in ['H', 'h', #27]
END.

```

Таблица идентификаторов к программе COOLER

Таблица 6

| Наименование параметров            |                                                       | Размер    | Обозначение        |               | Значение |
|------------------------------------|-------------------------------------------------------|-----------|--------------------|---------------|----------|
|                                    |                                                       | ность     | в теоретическом    | в программном | Значение |
| Исходные данные                    |                                                       |           |                    |               |          |
| 1.                                 | Начальная температура рабочей жидкости                | °C        | $t_{1n}$           | $t_{1n}$      |          |
| 2.                                 | Конечная температура рабочей жидкости                 | °C        | $t_{1k}$           | $t_{1k}$      |          |
| 3.                                 | Начальная температура хладагента                      | °C        | $t_{2n}$           | $t_{2n}$      |          |
| Параметры трубного пространства    |                                                       |           |                    |               |          |
| 4.                                 | Теплопроводность теплоносителя                        | Вт/(м·К)  | $\lambda_{нтр}$    | LTR           |          |
| 5.                                 | Плотность теплоносителя                               | кг/м³     | $\rho_{нтр}$       | RTR           |          |
| 6.                                 | Вязкость теплоносителя                                | Па·с      | $\mu_{нтр}$        | MTR           |          |
| 7.                                 | Теплоемкость теплоносителя                            | Дж/(кг·К) | $c_{нтр}$          | CTR           |          |
| 8.                                 | Коэффициент объемного расширения                      | 1/К       | $\beta$            | B             |          |
| 9.                                 | Массовый расход теплоносителя в трубах                | кг/с      | $G_{нтр}$          | GTR           |          |
| Параметры межтрубного пространства |                                                       |           |                    |               |          |
| 10.                                | Теплопроводность теплоносителя                        | Вт/(м·К)  | $\lambda_{мтр}$    | LMTTR         |          |
| 11.                                | Вязкость теплоносителя                                | Па·с      | $\mu_{мтр}$        | MMTR          |          |
| 12.                                | Теплоемкость теплоносителя                            | Дж/(кг·К) | $c_{мтр}$          | CMTR          |          |
| 13.                                | Массовый расход теплоносителя                         | кг/с      | $G_{мтр}$          | GMTR          |          |
| 14.                                | Теплопроводность стенки трубы                         | Вт/(м·К)  | $\lambda_{ст}$     | LST           |          |
| Доопределение исходных данных      |                                                       |           |                    |               |          |
| 15.                                | Общая тепловая нагрузка                               | Вт        | Q                  | Q             |          |
| 16.                                | Конечная температура хладагента                       | °C        | $t_{2k}$           | t2k           |          |
| 17.                                | Средняя движущая сила                                 | °C        | $\Delta T_{cp}$    | DTL           |          |
| Параметры теплообменного аппарата  |                                                       |           |                    |               |          |
| 18.                                | Диаметр кожуха                                        | м         | $D_k$              | DK            |          |
| 19.                                | Наружный диаметр трубы                                | м         | $D_n$              | DN            |          |
| 20.                                | Длина стенки трубы                                    | м         | $\delta$           | D             |          |
| 21.                                | Число ходов по трубному пространству                  | -         | z                  | z             |          |
| 22.                                | Коеф-т, учитывающий снижение ср. движущей силы        | -         | $\varepsilon_{дт}$ | EDT           |          |
| 23.                                | Число труб в пучке                                    | шт.       | N                  | N             |          |
| Расчетные параметры                |                                                       |           |                    |               |          |
| 24.                                | Площадь наиболее узкого сечения потока в межтр. пр-ве | м²        | $S_{нтр}$          | SMTR          |          |
| 25.                                | Число Рейнольдса в трубах                             | -         | $Re_{нтр}$         | ReTR          |          |
| 26.                                | Число Рейнольдса в межтрубном пространстве            | -         | $Re_{мтр}$         | ReMTR         |          |
| 27.                                | Коэффициент теплоотдачи в трубном пространстве        | Вт/(м²·К) | $\alpha_{нтр}$     | ATR           |          |
| 28.                                | Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве     | Вт/(м²·К) | $\alpha_{мтр}$     | AMT           |          |
| 29.                                | Коэффициент теплопередачи                             | Вт/(м²·К) | K                  | K             |          |
| 30.                                | Поверхность теплопередачи                             | м²        | F                  | F             |          |



## П. 4. Задание

### Варианты 1÷12

Рассчитать необходимую поверхность кожухотрубного теплообменного аппарата, в межтрубном пространстве которого, при атмосферном давлении конденсируются пары органической жидкости в количестве  $G$ , кг/ч. Тепло конденсации отводится водой с начальной температурой  $T_n$  и температурой на выходе  $T_k$ . Подобрать нормализованный теплообменный аппарат.

### Варианты 13÷24

В трубном пространстве кипятильника при атмосферном давлении испаряется  $G$ , кг/ч рабочей среды. Насыщенный водяной пар конденсируется в межтрубном пространстве на наружной поверхности трубы при абсолютном давлении  $P$ , Па. Определить необходимую поверхность теплопередачи и расход греющего пара. Подобрать нормализованный теплообменный аппарат.

### Варианты 25÷35

Рассчитать и подобрать нормализованный теплообменный аппарат для охлаждения  $G$ , кг/ч, рабочей среды от  $T_n$  до  $T_k$ .

### Варианты 36÷45

Рассчитать и подобрать нормализованный теплообменный аппарат для нагревания  $G$ , кг/ч, рабочей среды от  $T_n$  до  $T_k$ .

Таблица 7

| Рабочая среда        | Назначение и тип аппарата | Расход $G \cdot 10^3$ , кг/ч | Температура |            | Давление $P \cdot 10^5$ , Па |
|----------------------|---------------------------|------------------------------|-------------|------------|------------------------------|
|                      |                           |                              | $T_n$ , °C  | $T_k$ , °C |                              |
| 1. Ацетон            | конденсатор               | 6,5                          | 15          | 30         | -                            |
| 2. Бензол            |                           | 14,0                         | 15          | 30         | -                            |
| 3. Бутанол           |                           | 10,0                         | 18          | 35         | -                            |
| 4. Изобутанол        |                           | 12,0                         | 20          | 45         | -                            |
| 5. Изопропанол       |                           | 16,0                         | 22          | 40         | -                            |
| 6. Метанол           |                           | 8,0                          | 20          | 35         | -                            |
| 7. Сероуглерод       |                           | 18,0                         | 15          | 25         | -                            |
| 8. Толуол            |                           | 7,0                          | 25          | 45         | -                            |
| 9. Уксусная кислота  |                           | 9,5                          | 20          | 40         | -                            |
| 10. ЧХУ              |                           | 6,0                          | 22          | 38         | -                            |
| 11. Этанол           | кожухотрубный             | 5,6                          | 18          | 30         | -                            |
| 12. Этилацетат       |                           | 7,5                          | 16          | 32         | -                            |
| 13. Ацетон           |                           | 4,5                          |             |            | 1,2                          |
| 14. Бензол           |                           | 5,6                          |             |            | 1,6                          |
| 15. Бутанол          |                           | 8,0                          |             |            | 3,2                          |
| 16. Изобутанол       |                           | 7,5                          |             |            | 3,0                          |
| 17. Изопропанол      |                           | 4,2                          |             |            | 1,5                          |
| 18. Метанол          |                           | 8,6                          |             |            | 1,4                          |
| 19. Сероуглерод      |                           | 12,0                         |             |            | 1,2                          |
| 20. Толуол           |                           | 6,5                          |             |            | 2,5                          |
| 21. Уксусная кислота | испаритель                | 9,0                          |             |            | 3,5                          |
| 22. ЧХУ              |                           | 11,0                         |             |            | 1,8                          |
| 23. Этанол           |                           | 7,0                          |             |            | 2,0                          |
| 24. Этилацетат       |                           | 10,0                         |             |            | 2,2                          |
| 25. Ацетон           | кожухотрубный             | 10,0                         | 50          | 20         | -                            |
| 26. Бензол           |                           | 12,6                         | 75          | 25         | -                            |
| 27. Бутанол          |                           | 10,8                         | 100         | 35         | -                            |
| 28. Дихлорэтан       |                           | 8,5                          | 83          | 30         | -                            |
| 29. Изобутанол       |                           | 6,0                          | 108         | 35         | -                            |
| 30. Изопропанол      |                           | 4,0                          | 80          | 25         | -                            |
| 31. Метан            |                           | 5,6                          | 90          | 30         | -                            |
| 32. Метанол          |                           | 18,0                         | 50          | 20         | -                            |
| 33. Сероуглерод      |                           | 15,0                         | 45          | 25         | -                            |
| 34. Толуол           |                           | 11,5                         | 95          | 25         | -                            |
| 35. Этанол           | кожухотрубный             | 14,4                         | 60          | 30         | -                            |
| 36. Воздух           |                           | 13,0                         | 20          | 90         | -                            |
| 37. Бензол           |                           | 19,8                         | 20          | 70         | -                            |
| 38. Бутанол          |                           | 25,0                         | 25          | 100        | -                            |
| 39. Дихлорэтан       |                           | 15,0                         | 30          | 80         | -                            |
| 40. Метанол          |                           | 12,6                         | 20          | 50         | -                            |
| 41. Сероуглерод      |                           | 7,2                          | 10          | 40         | -                            |
| 42. Толуол           |                           | 25,2                         | 20          | 100        | -                            |
| 43. Хлорбензол       |                           | 18,0                         | 25          | 70         | -                            |
| 44. Хлорметил        |                           | 10,8                         | 15          | 50         | -                            |
| 45. ЧХУ              | нагреватель               | 14,4                         | 30          | 75         | -                            |