

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Воронежский государственный технический университет»

Кафедра теплогазоснабжения и нефтегазового дела

**ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ПРИ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБЕ
И ЕЕ ОХЛАЖДЕНИИ В УСЛОВИЯХ ВЫНУЖДЕННОЙ
КОНВЕКЦИИ**

Методические указания

*к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Тепломассообмен»
для студентов направлений подготовки 08.03.01 «Строительство»,
13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», 21.03.01 «Нефтегазовое дело»
всех форм обучения*

Воронеж 2021

УДК 536.24(07)
ББК 31я7

Составители:

Н. А. Петрикеева, С. В. Чуйкин, Д. О. Бугаевский

Теплопередача при течении жидкости в трубе и ее охлаждении в условиях вынужденной конвекции: методические указания к выполнению лабораторных работ / ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет»; сост.: Н. А. Петрикеева, С. В. Чуйкин, Д. О. Бугаевский. – Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2021. – 39 с.

Изложены методические рекомендации для лабораторных и практических занятий по изучению процессов теплопередачи при течении жидкости в трубе и её охлаждении в условиях естественной и вынужденной конвекции.

Предназначены для студентов 2, 3 и 4-го курсов направлений подготовки 08.03.01 «Строительство», 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», 21.03.01 «Нефтегазовое дело» всех форм обучения.

.

Ил. 3. Табл. 9. Библиогр.: 7 назв.

УДК 536.24(07)
ББК 31я7

Рецензент – *В. А. Козлов, д-р физ.-мат. наук, доцент, зав. кафедрой строительной механики ВГТУ*

*Печатается по решению редакционно-издательского совета
Воронежского государственного технического университета*

ВВЕДЕНИЕ

Программой курсов дисциплин «Тепломассообмен», «Техническая термодинамика», «Теплотехника», «Теплогазоснабжение с основами теплотехники», а также других профильных дисциплин по направлениям подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», 21.03.01 «Нефтегазовое дело», 08.03.01 «Строительство» и магистрантов направлений 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», 21.04.01 «Нефтегазовое дело», 08.04.01 «Строительство» всех форм обучения предусмотрено выполнение лабораторных и практических работ по разделу теплопередача при течении жидкости в трубе и её охлаждении в условиях естественной и вынужденной конвекции.

Издание соответствует требованиям федеральных государственных образовательных стандартов высшего образования по направлениям 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», 21.03.01 «Нефтегазовое дело», 08.03.01 «Строительство», 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», 21.04.01 «Нефтегазовое дело», 08.04.01 «Строительство».

Настоящие методические указания рекомендуются для освоения методов расчета и экспериментальных исследований процессов теплопередачи при течении жидкости в трубе.

Изложены общие теоретические сведения и приведены методические рекомендации по выполнению лабораторных и практических работ. Представлены правила техники безопасности, описание лабораторного стенда, примеры автоматизированного вывода данных для расчета.

Правила техники безопасности

До проведения лабораторных работ на установках студенты обязательно должны пройти инструктаж по технике безопасности согласно инструкции, которая включает в себя следующие основные положения:

Общего назначения

Все работы на установках должны проводиться только в присутствии и участии преподавателя или ответственного лица, прошедшего полный инструктаж по соблюдению правил техники безопасности.

Место, где размещена установка, запрещается загромождать посторонними предметами.

Перед включением установки произвести тщательный осмотр оборудования и приборов для определения их пригодности к работе. Электрические шнуры, вилки, розетки и выключатели не должны иметь видимых повреждений. Включать установку при наличии неисправностей запрещается.

Во время выполнения задания студент не должен заниматься посторонними делами, не относящимися к выполнению данной работы.

Запрещается оставлять без наблюдения действующую установку.

Запрещается работать в лаборатории одному. Обязательно присутствие второго лица для оказания первой помощи в случае необходимости.

Студентам запрещается самостоятельно устранять неисправности лабораторных установок.

По электрической части

Ввиду наличия на установке высокого напряжения 220В для питания электродвигателей, ТЭНов и контрольно-измерительных приборов запрещается:

- а) проникать за защитные ограждения присоединительных клемм;
- б) открывать распределительный щит и защитные кожухи установок;
- в) включать и отключать установку без разрешения преподавателя.
- г) во избежание возможного поражения электрическим током, запрещается касаться при включенной установке:

- одновременно к проводам измерительного прибора и к трубопроводу отопления, водопровода или замыкающему контуру;

- одновременно к корпусу измерительного прибора и к трубопроводу отопления, водопровода или замыкающему контуру.

д) установка должна быть немедленно отключена, если обнаружено повреждение заземления, защитного ограждения и при внезапном прекращении подачи энергии.

При появлении дыма из электронагревателя или пускорегулирующей аппаратуры, поломки оборудования его перегрева сверх допустимой температуры и при других аварийных ситуациях, немедленно сообщить преподавателю, для последующего отключения от электросети.

При поражении электрическим током необходимо немедленно вызвать врача, а до его прибытия при необходимости оказать пострадавшему первую помощь.

По окончании работы установка должна быть отключена в строгом соответствии с указаниями, приведенными в данном методическом указании.

Перед уходом студенты обязаны привести в порядок свое рабочее место и поставить в известность преподавателя об окончании работы.

Описание лабораторного стенда

Основными элементами лабораторного стенда являются проточный электронагреватель ВН, циркуляционный насос Н, одиночная горизонтальная труба ГТ, одиночная горизонтальная оребренная труба ОТ и аппарат с воздушным охлаждением ОХ (рис.).

В качестве теплоносителя может использоваться вода (теплофизические свойства, прил. 1) или антифриз (теплофизические свойства, прил. 2).

Увеличение теплопередачи от жидкости к воздуху достигается за счет использования оребренной трубы. Температуры измеряется с помощью ХА

термопар и цифрового измерителя - МВ110-8А, расход жидкости - цифровым счетчиком импульсов.

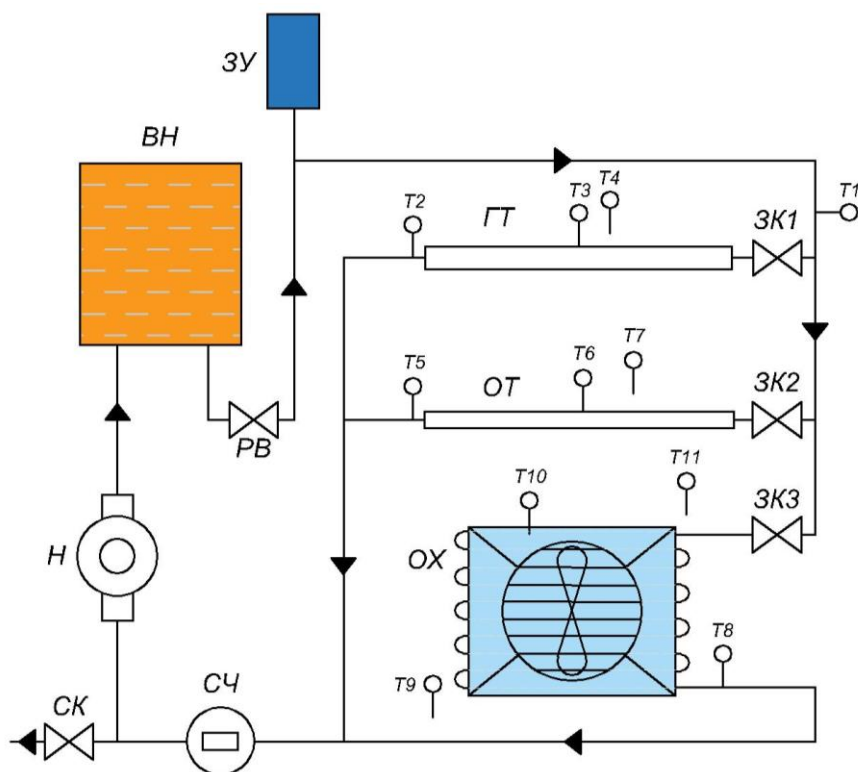


Рис. Принципиальная схема лабораторного стенда

ВН - проточный электронагреватель мощностью до 3,5 кВт с контролируемым по заданной температуре программным регулятором;

ЗУ - Заливочное устройство с краном Маевского;

ГТ - гладкая медная труба,

- внутренний диаметр $d_{\text{вн}} = 20$ мм;
- наружный диаметр $d_{\text{н}} = 22$ мм;
- длина трубы $L = 400$ мм.

ОТ - оребренная труба - медная труба, на которую плотно насажена алюминиевая труба с накатанными ребрами,

- внутренний диаметр медной трубы $d_{\text{вн}} = 20$ мм;
- наружный диаметр медной трубы $d_{\text{н}} = 25$ мм;
- наружный диаметр алюминиевой трубы $d_{\text{нAl}} = 27$ мм;
- наружный диаметр по вершинам оребрения $d_{\text{нор}} = 57$ мм;
- длина трубы $L_p = 400$ мм;
- шаг ребер $u = 2,3$ мм;
- толщина ребра $\delta_p = 0,4$ мм.

ОХ - воздушный охладитель;

СЧ - счетчик расхода горячего теплоносителя с импульсным выходом;

Н - циркуляционный насос с тремя положениями переключателя, минимального, среднего и максимального расхода воды;

РВ - регулирующий вентиль;

ЗК - запорные краны;

СК - сливной кран для замены жидкости;

$T1 - t_n$ - начальная температура воды;

$T2 - t_k$ - конечная температура воды на выходе из гладкой трубы;

$T3 - t_{ст}$ - температура стенки гладкой трубы;

$T4 - t_{вз}$ - температура воздуха в непосредственной близости от поверхности гладкой трубы;

$T5 - t_k$ - конечная температура воды на выходе из оребренной трубы;

$T6 - t_{ст}$ - температура стенки оребренной трубы;

$T7 - t_{вз}$ - температура воздуха в непосредственной близости от поверхности оребренной трубы;

$T8 - t_k$ - конечная температура воды на выходе из воздушного охладителя;

$T9 - t_{вз}^{BX}$ - температура воздуха на входе в воздушный охладитель;

$T10 - t_{ст}$ - температура стенки воздушного охладителя;

$T11 - t_{вз}^{BbIX}$ - температура воздуха на выходе из воздушного охладителя;

Форма отчетности

1. Краткое описание лабораторной установки.
2. Схема установки.
3. Результаты измерений и расчеты.
4. Анализ результатов и выводы.

1. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1 ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ В ОДИНОЧНЫХ ТРУБАХ

1.1. Цель работы

Изучение механизма теплоотдачи и установление критериев, определяющих теплообмен жидкости в трубах.

1.2. Задачи работы

1.1. Экспериментальное определение коэффициента теплоотдачи при течении жидкости в трубах при разных режимах движения.

1.2. Сравнение интенсивности конвективного теплообмена в зависимости от наружной поверхности трубы.

1.3. Определение коэффициента теплопередачи для одиночных горизонтальных труб.

1.4. Исследование влияния теплофизических свойств различных жидкостей на процесс теплообмена.

1.3. Основные сведения

В целом, конвективный перенос тепла, происходящий в движущихся средах, обусловлен совместным действием двух механизмов - собственно конвективным переносом контактирующей с телом среды и теплопроводности. Таким образом, он осуществляется перемещением текучей среды из области с одной температурой в другую температурную область и за счёт теплового движения микрочастиц в неизотермическом пограничном слое жидкости. Для неэлектропроводных сред интенсивность конвективного переноса обычно велика по сравнению с теплопроводностью, последняя при ламинарном течении играет заметную роль лишь для переноса тепла в направлении, поперечном течению среды.

Роль теплопроводности более значительна при движении жидких металлов. В этом случае теплопроводность существенно влияет и на перенос тепла в направлении движения жидкости. При турбулентном течении основную роль в процессе переноса тепла поперек потока играет пульсационное перемещение турбулентных вихрей поперек течения жидкости. Тем не менее, участие теплопроводности в процессах конвективного теплообмена приводит к тому, на эти процессы в целом существенно влияют теплофизические свойства движущейся среды - ее вязкость, теплопроводность, теплоёмкость и плотность.

В связи с тем, что при конвективном теплообмене определяющую роль играет перенос массы, контактирующей с телом жидкости или газа, его интенсивность в значительной мере зависит от характера движения среды, то есть от ее скорости, распределения в потоке, режима движения (ламинарное течение или турбулентное). Если движение среды обусловлено действием некоторого внешнего побудителя (насоса, вентилятора, компрессора и т. п.), то такое движение называют вынужденным, а происходящий при этом процесс вынужденной конвекцией. Если движение среды вызвано лишь наличием в ней неоднородного поля температуры, то такое движение называют свободным, а процесс обмена теплом свободной или естественной конвекцией. В нашем случае рассматривается передача тепла от вынужденного потока движущейся в трубе нагретой жидкости в покоящейся в целом воздушной среде через наружную гладкую или оребренную поверхность трубы. На практике встречаются и такие случаи, когда приходится учитывать, как вынужденную, так и свободную конвекцию.

В технике теплообмен между двумя движущимися теплоносителями через разделяющую их твёрдую стенку называется теплопередачей. Обычно он включает в себя теплоотдачу три взаимосвязанных процесса:

- отдачу тепла от движущейся горячей жидкости к стенке,
- теплопроводность в стенке,

- теплоотдачу от стенки к более холодной подвижной среде.

Интенсивность теплопередачи характеризуется коэффициентом k , численно равным количеству теплоты, которое передаётся через единицу поверхности стенки в единицу времени при разности температур между жидкостями в 1 К; размерность k - Вт/(м² К). Величина R обратная коэффициенту k , называется полным термическим сопротивлением. Например, для однослойной стенки

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (1.1)$$

где α_1 и α_2 - коэффициенты теплоотдачи от горячей жидкости к поверхности стенки и от поверхности стенки к холодной среде;

δ - толщина стенки;

λ - коэффициент ее теплопроводности.

Рассматривая процесс передачи тепла через многослойную стенку, необходимо отметить, что каждом этапе теплообмена, будь то процесс теплоотдачи или теплопроводности будут имеет свое термическое сопротивление. Так например, возможные отложения на поверхности труб при использовании, для охлаждения, воды среднего качества будет создавать дополнительное термическое сопротивление равное $\frac{\delta_3}{\lambda_3} = (1,7 \div 3,4) \cdot 10^{-4}$, (м²·К)/Вт, значительно препятствуя передаче тепла.

Коэффициент теплоотдачи может быть отнесен к внутренней или наружной площади поверхности теплообмена, в данном выражении к внутренней

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{F_{BH}}{F_H}} \quad (1.2)$$

$\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}$ - термическое сопротивление многослойной стенки с учетом

возможных загрязнений;

$\delta_{ст}$ - толщина стенки;

$\lambda_{ст}$ - коэффициент теплопроводности материала стенки трубы;

F_{BH} - внутренняя поверхность трубы;

F_H - наружная поверхность трубы.

В большинстве встречающихся на практике случаев коэффициент K определяется опытным путем. При этом полученные результаты обрабатываются методами теории подобия.

Для описания конвективной отдачи тепла от нагретой жидкостью к стенке и от нее к окружающей среде используется закон Ньютона:

$$q_1 = \alpha_1(T_w - T_{ст}),$$

$$q_2 = \alpha_2(T_{\text{ст}} - T_0), \quad (1.3)$$

где q - удельный тепловой поток, Вт/м²;

При этом необходимо пояснить, что при установившемся режиме $q_1 = q_2$, т. к. все тепло (без учета потерь) передается от одной среды к другой.

α_1 и α_2 - коэффициенты теплоотдачи, Вт/(м²·К), которые характеризуют интенсивность переноса тепла. Они увеличиваются при повышении скорости движения и при переходе от ламинарного режима движения жидкости или газа к турбулентному;

T_w , T_0 и $T_{\text{ст}}$ - температуры жидкости, окружающего воздуха и стенки трубы соответственно.

Основной проблемой в расчетах процессов конвективной теплоотдачи является определение коэффициента теплоотдачи α .

Современные методы расчета конвективного теплообмена, основаны на теории тонкого пограничного слоя движущейся жидкости у поверхности стенки. Они позволяют получить теоретические решения для наиболее простых случаев. На практике коэффициенты теплоотдачи определяют путем использования безразмерных критериев подобия, полученных обобщением многочисленных экспериментов:

для турбулентного режима ($Re \geq 10000$)

$$Nu = 0,021 Re_{\text{ж}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,43}; \quad (1.4)$$

для переходного режима ($2300 \leq Re \leq 10000$)

$$Nu = f(Re_{\text{ж}}) \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,48}. \quad (1.5)$$

где Nu - критерий Нуссельта, в который входит определяемый коэффициент теплоотдачи,

Re - критерий Рейнольдса;

Pr - критерий Прандтля.

Критерий Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_{\text{вн}}}{\lambda_{\text{ж}}}, \quad (1.6)$$

где $d_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр трубы, м;

$\lambda_{\text{ж}}$ - коэффициент теплопроводности рабочей жидкости, Вт/(м·К).

Критерий Рейнольдса характеризует области ламинарного и турбулентного течений по соотношению сил инерции и внутреннего трения в потоке

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}, \quad (1.7)$$

где w - характерная скорость движения среды, м/с;
 ν - коэффициент кинематической вязкости, м²/с.
 Значение $f(Re_{\text{ж}})$ находим по табл. 1.1.

Таблица 1.1

Зависимость $f(Re_{\text{ж}})$ от критерия Рейнольдса

$Re_{\text{ж}}$	2300	2500	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000	9000	>10000
$f(Re_{\text{ж}})$	3,6	4,9	7,5	10	12,2	16,5	20	24	27	30	$0,021Re_{\text{ж}}^{0,8}$

Коэффициент Прандтля, определяющее соотношение интенсивности теплотехнических и термодинамических процессов

$$Pr = \frac{\nu}{a_{\text{ж}}}, \quad (1.8)$$

где $a_{\text{ж}}$ - коэффициент температуропроводности среды.

Данные приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Коэффициент температуропроводности воды

$t, ^\circ\text{C}$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$a_{\text{ж}} \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	0,13056	0,1361	0,1416	0,1472	0,1472	0,1555	0,1611	0,1611	0,1638	0,1666	0,1694

Теплоотдача в трубах некруглого поперечного сечения. В настоящее время наиболее хорошо изучена теплоотдача в круглых трубах. Расчет теплоотдачи в трубах некруглого поперечного сечения часто сводят к определению той же величины в некоторой эквивалентной трубе круглого поперечного сечения с диаметром

$$d_{\text{экв}} = \frac{4V}{F} = \frac{4f}{P}, \quad (1.9)$$

где f - поперечное живое сечение трубы, м;
 P - смоченный периметр поперечного сечения.

Эквивалентный или гидравлический диаметр $d_{\text{экв}}$ представляет собой, таким образом, учетверенное отношение объема жидкости V , находящейся в трубе, к поверхности F . Для круглых труб $d_{\text{экв}} = d_{\text{вн}}$. Метод расчета теплоотдачи с помощью $d_{\text{экв}}$ является приближенным. Точные границы

возможности применения этого метода не установлены. Однако, как показывают некоторые экспериментальные исследования, не всегда такой расчет особенно при ламинарном течении жидкости даст удовлетворительные результаты. Тем не менее, вследствие большей неупорядоченности турбулентного движения приближенный расчет коэффициента теплоотдачи в каналах прямоугольного (с отношением сторон $a/b = 1 \div 40$) и треугольного сечений можно производить с помощью эквивалентного диаметра.

1.4. Порядок выполнения работы

1.1. Ознакомиться с установкой и расположением приборов. Самостоятельно составить схему установки с элементами, которые задействованы при проведении данной лабораторной работы. Заготовить таблицы 4-7 для регистрации результатов испытаний.

1.2. Подготовить установку к испытаниям. Удостовериться, что уровень жидкости наблюдается в заливочном устройстве и не ниже его середины. В противном случае долить жидкость в систему предварительно выкрутив кран Маевского (расположен в верхней части заливного устройства).

1.3. Подключить стенд к сети 220 В.

1.4. Подключить автоматизированный стенд к USB разьему компьютера и запустить программу Пуск → Программы → MeasLAB → «Исследование теплообмена».

1.5. Включить питание стенда кнопкой «Сеть».

1.6. Открыть запорный кран ЗК1, закрыть ЗК2, ЗК3.

1.7. Запустить насос кнопкой ВК1 и установить с помощью переключателя на насосе и регулировочного крана минимальный расход горячего теплоносителя.

1.8. При включении компьютерной системы измерения клавишей «Пуск» в программе на цифровых индикаторах лицевой панели отображаются мгновенные значения температур, измеряемых всеми датчиками, и графики их изменения по времени.

1.9. Через 20-30 секунд кнопкой ВК2 включить нагреватель в режим позиционного регулирования.

1.10. Установить значение температуры 60-70°C. **Будьте внимательны: температура в системе не должна превышать 80 °C.**

1.11. После выхода температуры на заданный режим провести испытание на гладкой трубе.

1.12. Снять показания термодпар t_n ; t_k ; $t_{ст}$; $t_{вз}$ и расхода воды (V , м³/с). Результаты измерений занести в табл. 1.3.

1.13. Изменить расход воды методом переключения режимов работы насоса и регулированием положения вентиля, РВ. Снять показания в установившемся режиме, результаты занести в табл. 1.4.

1.14. Открыть запорные краны ЗК2, закрыть ЗК 1, ЗК3.

1.15. В стационарном режиме провести испытание на оребренной трубе при различных режимах движения воды. Снять показания термопар и расхода воды (V , м³/с). Результаты измерений записать в табл. 1.5.

1.16. Выключить установку.

1.17. Обработать полученные результаты.

1.5. Обработка результатов

Расчет проводим для **гладкой трубы**.

1.1. Рассчитать скорость движения жидкости

$$w_{\text{ж}} = \frac{4V}{\pi d_{\text{вн}}^2}.$$

1.2. Рассчитать среднюю температуру жидкости в аппарате

$$t_{\text{ср.ж}} = \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2}.$$

1.3. Коэффициент теплопроводности жидкости ($\lambda_{\text{ж}}$) и коэффициент кинематической вязкости (ν) определяются по средней температуре в стандартных таблицах приложения 1.

1.4. Рассчитываем критерий Рейнольдса и коэффициент Прандтля по формулам (1.4 и 1.5).

1.5. Рассчитываем критерий Нуссельта в соответствии с режимом течения жидкости по формулам (1.1 и 1.2).

1.6. Из формулы (1.3) определяем расчетный коэффициент теплоотдачи ($\alpha_{\text{рас}}$).

1.7. Определяем массовый расход воды

$$M = V \cdot \rho_{\text{ж}},$$

$\rho_{\text{ж}}$ - плотность, принимается по таблице приложения, при средней температуре воды.

1.8. Рассчитываем тепловой поток со стороны воды

$$Q_{\text{ж}} = M \cdot c_{\text{ж}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{к}})$$

1.9. Определяем температурный напор от воды к стенке трубы

$$\Delta t_{\text{ж}} = t_{\text{ср.ж}} - t_{\text{ст}},$$

где $t_{\text{ср.ж}}$ - средняя температура воды.

1.10. Определяем экспериментальный коэффициент теплоотдачи со стороны воды

$$\alpha_{\text{экс.ж}} = \frac{q_{\text{ж}}}{\Delta t_{\text{ж}}}, \text{ где}$$

$$q_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{ж}}}{F_{\text{вн}}}$$

где $F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot L$ - внутренняя поверхность трубы, L - длина трубы.

1.11. Определяем экспериментальный коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха

$$\alpha_{\text{экс.вз}} = \frac{q_{\text{вз}}}{\Delta t_{\text{вз}}} = \frac{q_w}{\Delta t_{\text{вз}}}, \text{ где}$$

$$\Delta t_{\text{вз}} = t_{\text{ст}} - t_{\text{вз}}$$

$q_{\text{вз}} = q_{\text{ж}}$ - т.к. на каждом участке теплообмена удельный тепловой поток q будет постоянный.

1.12. Определяем коэффициент теплопередачи для гладкой трубы

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{экс.ж}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{экс.вз}}} \cdot \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}}, \text{ где}$$

δ - толщина стенки трубы;

λ - теплопроводность материала стенки, выбирается из таблицы, приложение 4.

1.13. Проводим расчет для **оребреной трубы** п. п 1-11.

1.14. Определяем коэффициент теплопередачи для оребренной трубы

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{экс.ж}}} + \frac{\delta_{\text{стм}}}{\lambda_{\text{стм}}} + \frac{\delta_{\text{стAl}}}{\lambda_{\text{стAl}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{экс.вз}}} \cdot \frac{F_{\text{нар}}}{F_{\text{вн}}}}, \text{ где}$$

$\delta_{\text{стм}}, \lambda_{\text{стм}}$ - толщина стенки и коэффициент теплопроводности медной трубы;

$\delta_{\text{стAl}}, \lambda_{\text{стAl}}$ - толщина стенки и коэффициент теплопроводности алюминиевой трубы;

$F_{\text{нар}}$ - наружная поверхность оребренной трубы.

$$F_{\text{нар}} = F_{\text{тр}} + 2F_{\text{р}}, \text{ где}$$

$$F_{\text{тр}} = \pi d_{\text{нAl}}(L - n \cdot \delta_{\text{р}}) - \text{наружная, межреберная поверхность трубы};$$

$$F_p = \left(\frac{\pi d_{\text{пор}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{пAl}}^2}{4} \right) n - \text{поверхность ребер};$$

$$n = \frac{L_p}{u} - \text{количество ребер};$$

L_p - длина оребренной части трубы;

δ_p - толщина ребра.

1.15. Полученные результаты записываем в табл. 1.5 и 1.6.

1.16. Сравнить полученные коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи.

Проанализировать результаты. Сделать выводы.

1.17. Ответить на контрольные вопросы.

Таблица 1.3

Измеренные параметры для гладкой трубы

№ п.п	Режим движения	Параметры				
		$V, \text{ м}^3/\text{с}$	$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{к}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{ст}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{вз}}, ^\circ\text{C}$
1	ламинарный					
2	переходный					
3	турбулентный					

Таблица 1.4

Измеренные параметры для оребренной трубы

№ п.п	Режим движения	Параметры				
		$V, \text{ м}^3/\text{с}$	$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{к}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{ст}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{вз}}, ^\circ\text{C}$
1	ламинарный					
2	переходный					
3	турбулентный					

Таблица 1.5

Значения вычисленных параметров

№ п.п	$w_{\text{ж}}, \text{ м/с}$	$t_{\text{ср}}, ^\circ\text{C}$	$\lambda_{\text{ж}}, \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\nu, \text{ м}^2/\text{с}$	Re	$\alpha_{\text{ж}}, \text{ м}^2/\text{с}$	Pr	Nu	$\alpha_{\text{рас}}, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$
гладкая труба, для переходного (1) и турбулентного (2) режимов									
1									
2									
оребренная труба, для переходного (3) и турбулентного (4) режимов									
3									
4									

Таблица 1.6

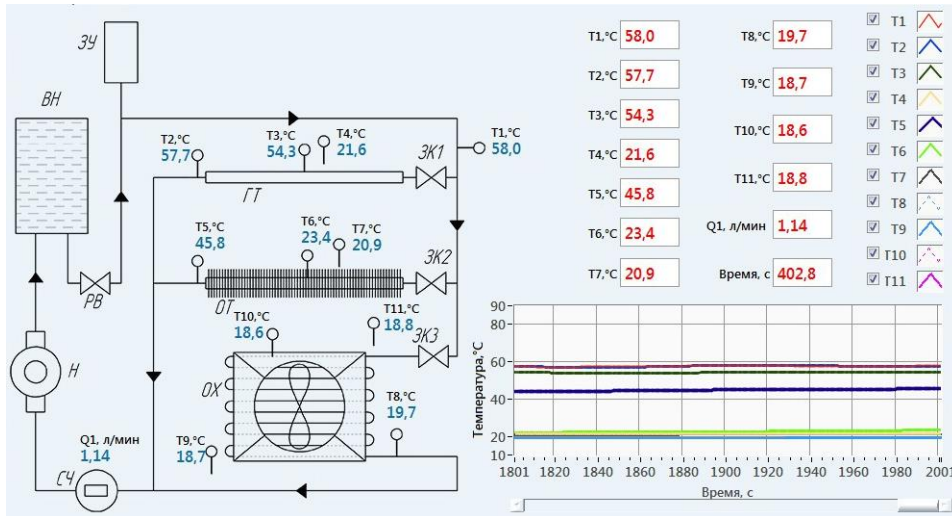
Значения вычисленных параметров

№ п/п	M , кг/с	Q , Дж/с	Δt_i , °C	q , Вт/м ²	$\alpha_{\text{экс}}$, Вт/(м ² ·К)	K , Вт/(м ² ·К)
гладкая труба, для переходного (1), переходного (2) и турбулентного (3) режимов						
1						
2						
3						
оребренная труба, для переходного (4), для переходного (5) и турбулентного (6) режимов						
1						
2						
3						

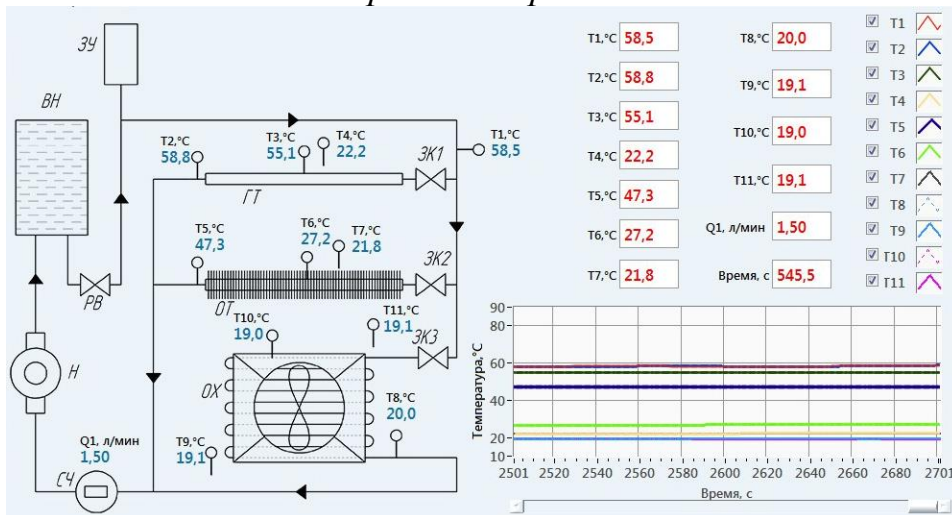
Контрольные вопросы

1. Каков физический смысл коэффициента теплопередачи?
2. В чем заключается отличие коэффициента теплоотдачи, от коэффициента теплопередачи?
3. Какие дополнительные факторы и механизмы переноса тепла учитываются коэффициентом теплопередачи?
4. В чем проявляется энергосберегающий эффект при теплопередаче с принудительной циркуляцией на оребренных трубах?
5. Какими способами можно повысить коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости, движущейся в трубе?
6. Объясните, почему на каждом отдельном участке теплопередачи удельный тепловой поток будет одинаков.
7. Что такое полное термическое сопротивление и что оно показывает?
8. Назовите режимы движения жидкости в трубах и чем они отличаются?
9. Что такое эквивалентный диаметр и как его определить?

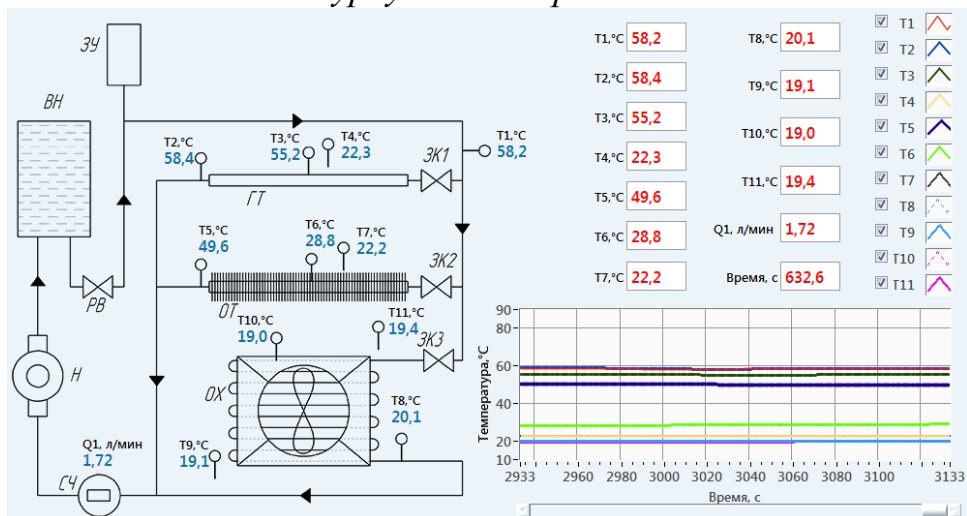
Пример исходных данных для расчета Гладкая трубаЛаминарный режим



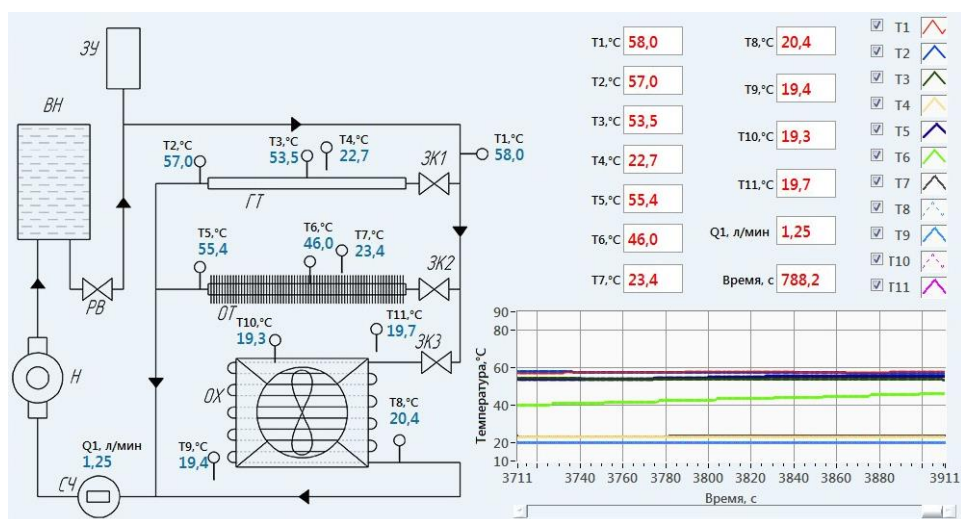
Переходный режим



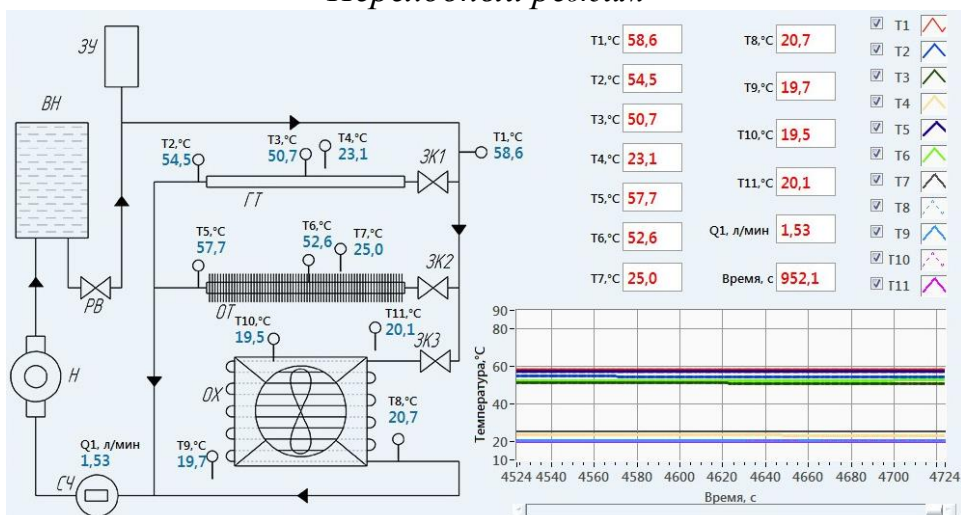
Турбулентный режим



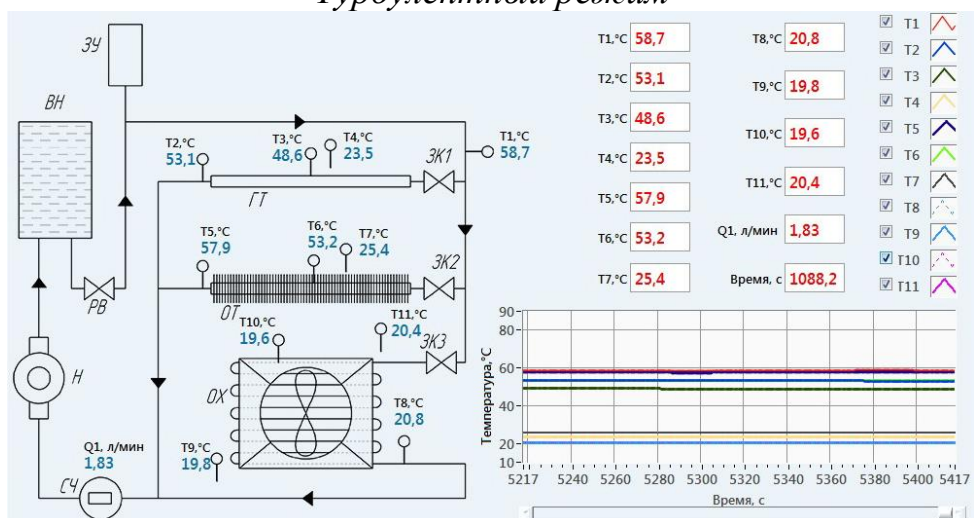
Оребренная труба Ламинарный режим



Переходный режим



Турбулентный режим



2. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

ИЗУЧЕНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИИ ПУЧКА ОРЕБРЕННЫХ ТРУБ

2.1. Цель работы

Изучение механизма теплопередачи и установление критериев, определяющих теплообмен жидкости в трубах при свободной и вынужденной конвекции охлаждающей среды.

2.2. Задачи работы

2.1. Экспериментальное определение коэффициента теплоотдачи при охлаждении воды в воздушном теплообменном аппарате.

2.2. Сравнение интенсивности конвективного теплообмена при свободном и вынужденном движении охлаждающей среды.

2.3. Изучение особенностей конвективного теплообмена при поперечном обтекании пучка труб.

2.4. Исследование влияния теплофизических свойств различных жидкостей на процесс теплообмена.

2.3. Основные сведения

При поперечном обтекании пучка труб.

Теплообменные устройства сравнительно редко выполняются из одной поперечно-омываемой трубы, так как поверхность теплообмена при этом невелика. Обычно трубы собирают в пучок. В технике используют шахматный и коридорный пучок (рис. 2.1).

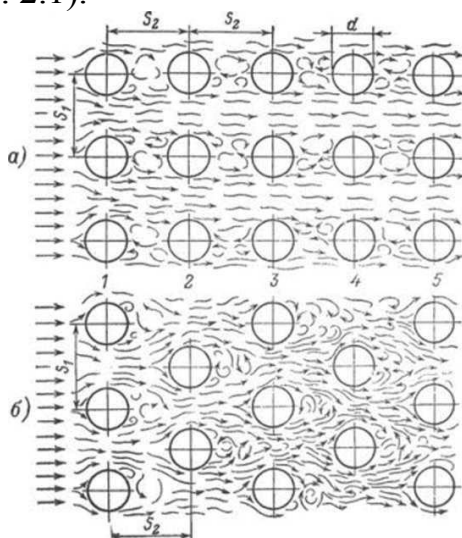


Рис. 2.1. Схемы с коридорным (а), шахматным (б) расположением труб и характер движения воздуха

Основной характеристикой пучка являются поперечный шаг S_1 - расстояние между осями труб в направлении, поперечном потоку воздуха и продольный шаг S_2 - расстояние между осями соседних двух рядов труб, расположенных один за другим в направлении движения воздуха. Помимо S_1 и S_2 пучки характеризуются внешним диаметром труб и количеством рядов труб по ходу движения воздуха (на рис. 2.1 - по пять рядов труб).

Движение воздуха в пучке имеет достаточно сложный характер. Рядом стоящие трубы пучка оказывают воздействие на характер обтекания потоком соседних и особенно последующих труб. В результате теплообмен труб пучка отличается от теплоотдачи одиночной трубы. Известны два основных режима течения: ламинарный и турбулентный. Форма течения в пучке во многом зависит от режима течения в канале перед пучком. Если при данном расходе и температурах течение в канале, где установлен пучок, было бы турбулентным при отсутствии пучка, то оно обязательно будет турбулентным при наличии пучка труб, так как сам пучок является турбулизатором, перемешивающим поток. Однако если пучок помещен в канал, в котором до его установки имел бы место ламинарный режим течения, то в этом случае в зависимости от числа Re можно иметь как одну, так и другую формы течения. При этом, чем меньше число Re , тем устойчивее будет ламинарное течение, чем больше - тем легче перевести его в турбулентное. При этом межтрубные зазоры образуют отдельные каналы переменного сечения.

В технике чаще используются турбулентные режимы течения. Так, например, поперечно-омываемые трубные поверхности нагрева котельных агрегатов омываются турбулентным потоком. Коэффициент теплоотдачи может изменяться при появлении на поверхностях труб собственного пограничного слоя. Согласно опытам с одиночными трубами турбулентный пограничный слой на стенке появляется при $Re > 2 \times 10^5$. Для пучков приближенно можно принять, что $Re_{кр} = 1 \times 10^5$. При этом в формулу определения критерия Re вводят скорость, подсчитанную по самому узкому поперечному сечению в пучке, а определяющий размер - эквивалентный диаметр.

Обтекание первого ряда труб и шахматного и коридорного пучков аналогично обтеканию одиночного цилиндра (трубы), а остальных труб сильно зависит от типа пучка. В коридорных пучках все трубы второго и последующих рядов находятся в вихревой зоне впереди стоящих труб. При этом циркуляция движущейся среды в вихревой зоне слабая, так как поток в основном проходит в продольных зазорах между трубами (в «коридорах»). В шахматных пучках характер обтекания глубоко расположенных трубок качественно мало отличается от характера обтекания трубок второго и третьего рядов.

На основании многочисленных исследований Н.В. Кузнецова, В.М. Антуфьева можно сделать ряд общих выводов:

- теплоотдача первого ряда различна и определяется начальной турбулентностью потока;
- начиная примерно с третьего ряда, средняя теплоотдача стабилизируется,

так как в глубинных рядах степень турбулентности потока определяется компоновкой пучка, являющегося по существу системой турбулизирующих устройств.

- при невысокой степени турбулентности набегающего потока теплоотдача первого ряда шахматного пучка составляет примерно 60 % теплоотдачи третьего и последующих рядов, теплоотдача второго ряда составляет примерно 70 %.

- в коридорном пучке теплоотдача первого ряда также составляет примерно 60 % теплоотдачи третьего и последующих рядов, а теплоотдача второго 90 %.

Изменения теплоотдачи по рядам приведено на рис. 2.2. По оси Y отложены отношение среднего коэффициента теплоотдачи произвольного ряда к той же величине для третьего ряда, но оси X - номера рядов.

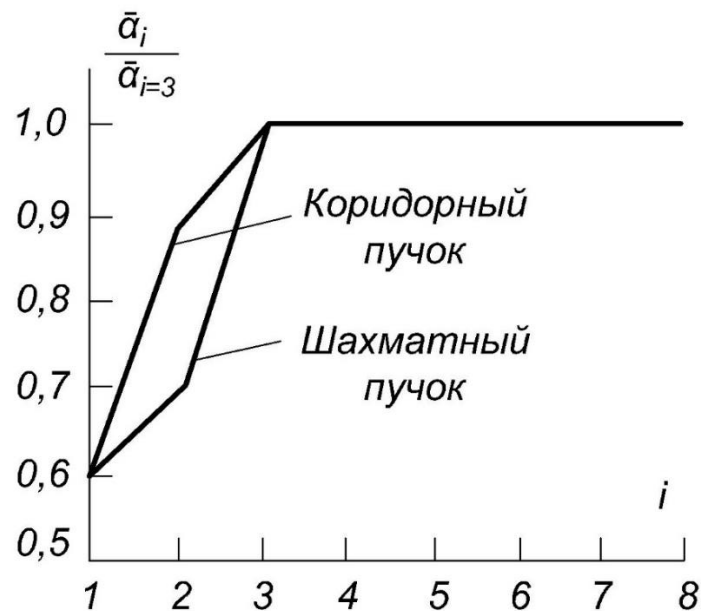


Рис. 2.2. Диаграмма изменения коэффициентов теплоотдачи по рядам коридорного и шахматного пучка труб

Для условия обтекания воздухом коридорных пучков труб с пластинчатыми ребрами

$$Nu = C Re^n \left(\frac{L}{d_{\text{ЭКВ}}} \right)^m \quad (2.1)$$

C и m можно определить по таблице, прил. 5;

$$n = 0,45 + 0,0066 L/d_{\text{ЭКВ}} \quad (2.2)$$

L - длина оребрения в направлении движения потока воздуха.

Определяющим размером является эквивалентный диаметр:

$$d_{\text{экв}} = \frac{2(S_1 - d)(u - \delta_p)}{(S_1 - d) + (u - \delta_p)} \approx 1,6u \quad (2.3)$$

где u - шаг ребер;

δ_p - толщина ребра.

Теплоотдача в изогнутых трубах. В технике часто встречаются теплообменные аппараты, в которых один из теплоносителей протекает в изогнутом канале (змеевике). Здесь при движении возникают центробежные силы, создающие движение по винтовой линии (рис. 2.3).

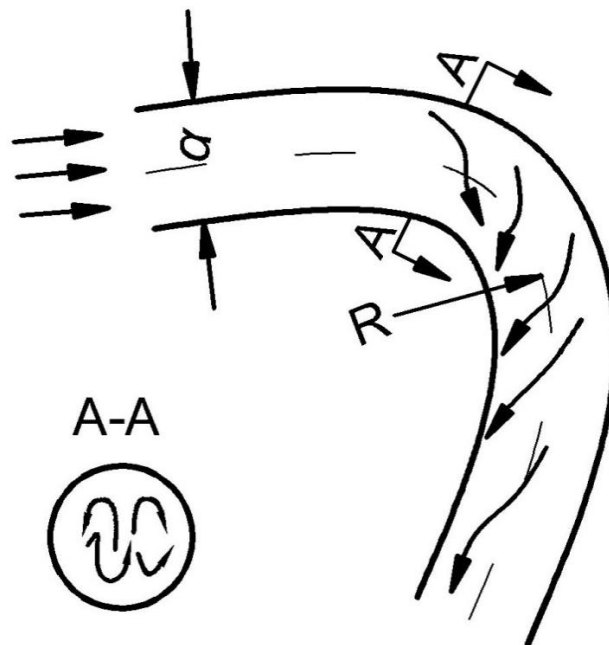


Рис. 2.3. Течение в изогнутом канале

При этом переход к закономерностям турбулентного режима происходит более плавно, чем в прямых трубах. Если $Re > Re_{\text{кр}}$, то расчет теплоотдачи в изогнутых трубах следует вести по тем же формулам, что и для круглых, но полученное значение коэффициента теплоотдачи необходимо умножить на величину $\varepsilon_{\text{изг}}$, которая для змеевиковых труб определяется по уравнению

$$\varepsilon_{\text{изг}} = 1 + 1,8 \frac{d}{R} \quad (2.4)$$

В змеевиках действие центробежного эффекта распространяется на всю

длину трубы. В поворотах и отводах труб влияние центробежного действия распространяется дальше. За поворотом теплоотдача должна быть несколько больше, чем до него, и затем уменьшаться до значений, соответствующих теплоотдаче в прямых трубах.

2.4. Порядок выполнения работы

2.1. Ознакомиться с установкой и расположением приборов. Самостоятельно составить схему установки с элементами, которые задействованы при проведении данной лабораторной работы. Заготовить таблицы 4-6 для регистрации результатов испытаний.

2.2. Подготовить установку к испытаниям. Удостовериться, что уровень жидкости наблюдается в заливочном устройстве и не ниже его середины. В противном случае долить жидкость в систему предварительно выкрутив кран Маевского (расположен в верхней части заливного устройства).

2.3. Подключить стенд к сети 220 В.

2.4. Подключить автоматизированный стенд к USB разъему компьютера и запустить программу Пуск → Программы → MeasLAB → «Исследование теплообмена».

2.5. Включить питание стенда кнопкой «Сеть».

2.6. Открыть запорные краны ЗКЗ, закрыть ЗК1, ЗК2.

2.7. Запустить насос кнопкой ВК1 и установить с помощью переключателя на насосе и регулировочного крана средний расход горячего теплоносителя.

2.8. Через 20-30 секунд кнопкой ВК2 включить нагреватель в режим позиционного регулирования.

2.9. Установить значение температуры 60-70 °С. **Будьте внимательны: температура в системе не должна превышать 80 °С.**

2.10. После выхода температуры на заданный режим и установления стационарного теплового режима провести испытание водяного охладителя при естественной конвекции со стороны охлаждающего воздуха (вентилятор должен быть выключен) при различных режимах движения воды. Снять показания термодатчиков t_n ; t_k ; $t_{ст}$; $t_{вз}$ и расхода воды (V , м³/с). Результаты измерений занести в табл. 2.2.

2.11. Включить вентилятор воздушного охладителя кнопкой ВКЗ.

2.12. В стационарном режиме провести испытание водяного охладителя при вынужденной конвекции со стороны охлаждающего воздуха при постоянном расходе воды (переходный или турбулентный режим) и различных режимах движения воздуха (регулируем скорость вентилятора переключателем от 1 до 10). Снять показания термодатчиков t_n ; t_k ; $t_{ст}$; $t_{вз}$ и расхода воды (V , м³/с). Результаты измерений занести в табл. 2.3.

2.13. Отключить подачу воздуха кнопкой «ВКЗ».

2.14. При помощи линейки и штангенциркуля измерить основные геометрические параметры воздушного охладителя.

- 2.15. Выключить установку.
 2.16. Обработать полученные результаты.
 2.17. Сделать выводы.

2.5. Обработка данных

Коэффициент теплопередачи для воздушного охладителя

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{н}}}}$$

$$K = \frac{Q}{F_{\text{н}} \Delta t_{\text{ср}}}$$

Массовый расход горячей воды определяется по следующему соотношению

$$M_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}} \text{ (кг/с)}$$

где $V_{\text{ж}}$ - расход воды, м³/с.

$\rho_{\text{ж}}$ - плотности воды, выбираются по таблице, приложение 1 (все теплофизические свойства принимаются при средней температуре среды в аппарате).

Количество теплоты, отдаваемое водой:

$$Q_{\text{ж}} = M_{\text{ж}} \cdot c_{\text{рж}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{к}}),$$

$c_{\text{рж}}$ - теплоемкость воды, (кДж/(кг·К));

$t_{\text{н}}, t_{\text{к}}$ - начальная и конечная температура горячей воды для водяного охладителя, °С

Количество теплоты, воспринимаемое воздухом

$$Q_{\text{вз}} = G \cdot c_{\text{рвз}} (t_{\text{вз}}^{\text{вх}} - t_{\text{вз}}^{\text{вх}}),$$

где $G = wfp$ - массовый расход воздуха через воздушный охладитель,

$c_{\text{рвз}}$ - теплоемкость воздуха;

f - живое сечение для прохода воздуха, м²;

p - плотность воздуха, кг/м³;

w - скорость воздуха в живом сечении воздушного охладителя, м/с;

$t_{\text{вз}}^{\text{вх}}, t_{\text{вз}}^{\text{вх}}$ - начальная и конечная температура воздуха, С.

Проверяем тепловой баланс $Q_{\text{ж}} = Q_{\text{вз}}$

Наружная оребренная поверхность охладителя

$$F_H = F_T + 2F_P,$$

где наружная поверхность труб

$$F_T = \pi d_H L N z,$$

где d_H - наружный диаметр трубок (0,008 м);

z - количество секций, по ходу движения воздуха (3 шт);

N - количество трубок в секции (10 шт);

L - длина трубки, м; (0,33 м)

поверхность ребер

$$F_P = H S n - \frac{\pi d_H^2}{4} N z,$$

где H - высота ребра, м (0,24 м);

S - ширина ребра, м (0,065 м);

n - количество ребер (119 шт.).

Внутренняя поверхность

$$F_{BH} = \pi d_{BH} L N z + (\pi^2 D d_{BH} N z)/2,$$

где D - средний диаметр изгиба калача, м (0,025).

Толщина стенки трубы воздушного охладителя 0,5 мм.

Все параметры воздушного охладителя необходимо занести в табл. 2.1.

Средняя разность температур (температурный напор) определяется по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} \text{ при } \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \leq 2,$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{\ln(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m})} \text{ при } \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} > 2,$$

где Δt_6 , Δt_m - значения большего и меньшего температурных напоров в начале и конце поверхности теплообмена, °C;

Определяются:

$$\Delta t_6 = t_{B3}^{Bblx} - t_K, \quad \Delta t_m = t_{B3}^{Bx} - t_H.$$

Таблица 2.1

Геометрические параметры

№	d_n , м	D , м	Z , шт	N , шт	$d_{вн}$, м	H , м	S , м	F_n , м ²	$F_{вн}$, м ²

Таблица 2.2

Показания приборов и результаты расчетов для свободной конвекции со стороны воздуха

№ п/п	V , м ³ /с	t_n , °C	t_k , °C	$t_{вз}^{вх}$, °C	$t_{вз}^{вых}$, °C	Δt_6 , °C	Δt_m , °C	$\Delta t_{ср}$, °C	K , Вт/(м ² К)

Таблица 2.3

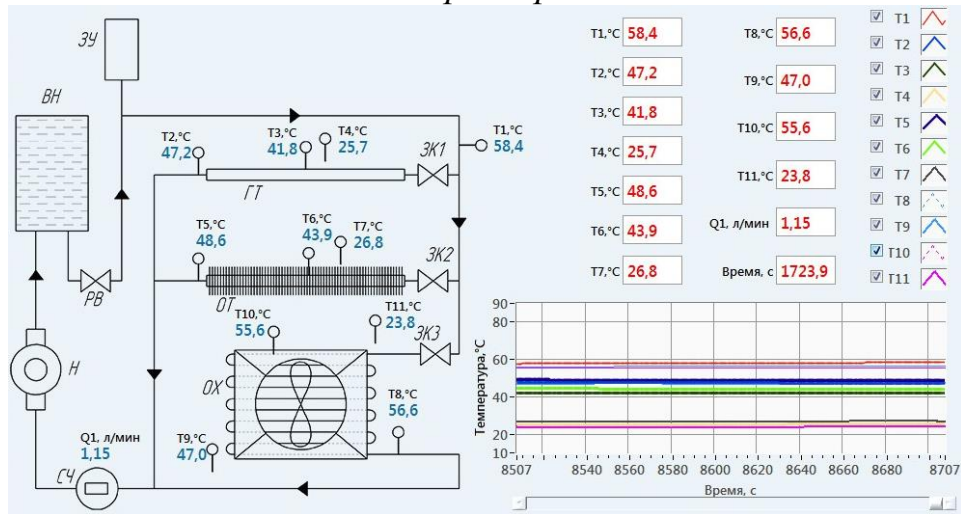
Показания приборов и результаты расчетов для вынужденной конвекции со стороны воздуха

№ п/п	V , м ³ /с	t_n , °C	t_k , °C	$t_{вз}^{вх}$, °C	$t_{вз}^{вых}$, °C	w , м/с	Δt_6 , °C	Δt_m , °C	$\Delta t_{ср}$, °C	K , Вт/(м ² К)

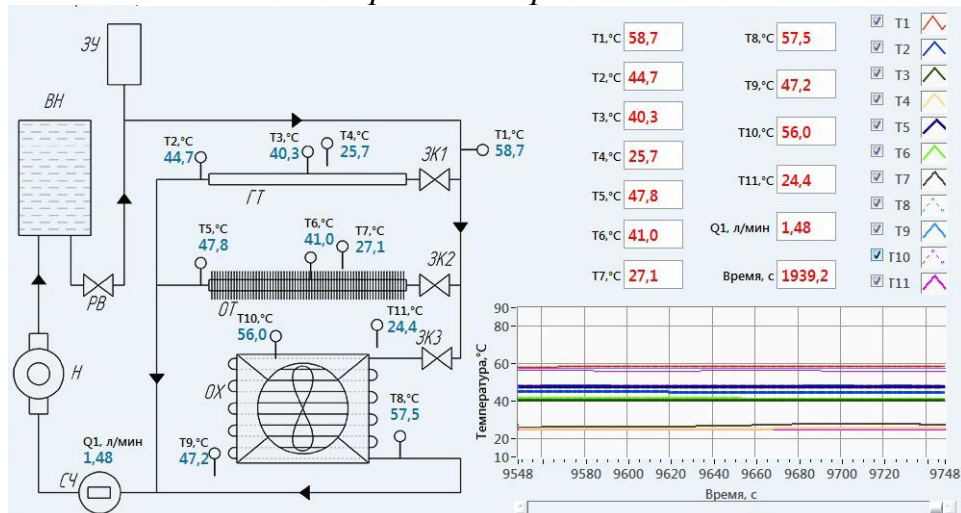
Контрольные вопросы

1. Как изменяется коэффициент теплоотдачи при изменении режимов движения воды?
2. Как изменяется коэффициент теплоотдачи при изменении режимов движения воздуха?
3. При какой температуре принимаются теплофизические свойства и почему?
4. Какими способами можно повысить коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости, движущейся внутри труб?
5. Самостоятельно проработайте вопрос о соотношениях коэффициентов теплоотдачи в пучках труб, омываемых потоком перпендикулярно их оси.
6. Какому ряду труб соответствуют наибольшие значения коэффициентов теплоотдачи и чем это обусловлено?

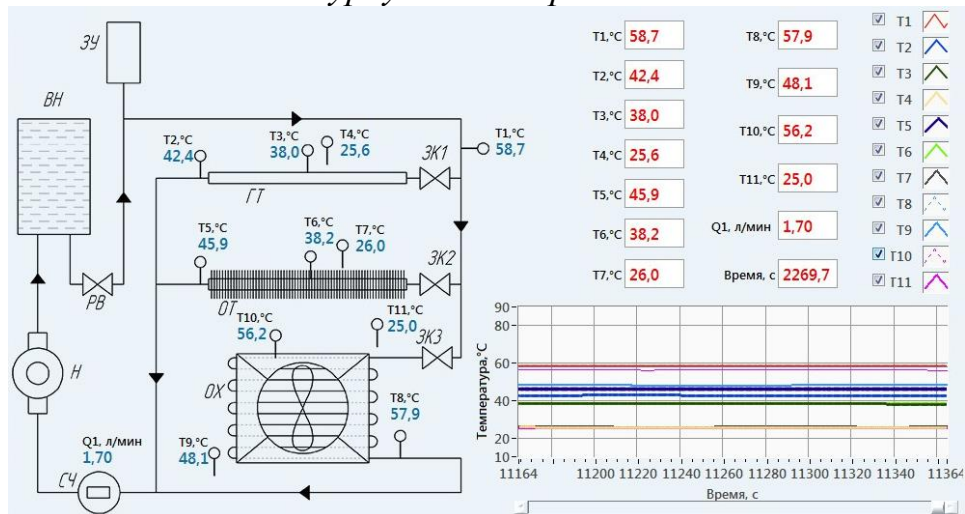
Пример исходных данных для расчета Естественная конвекция Ламинарный режим



Переходный режим

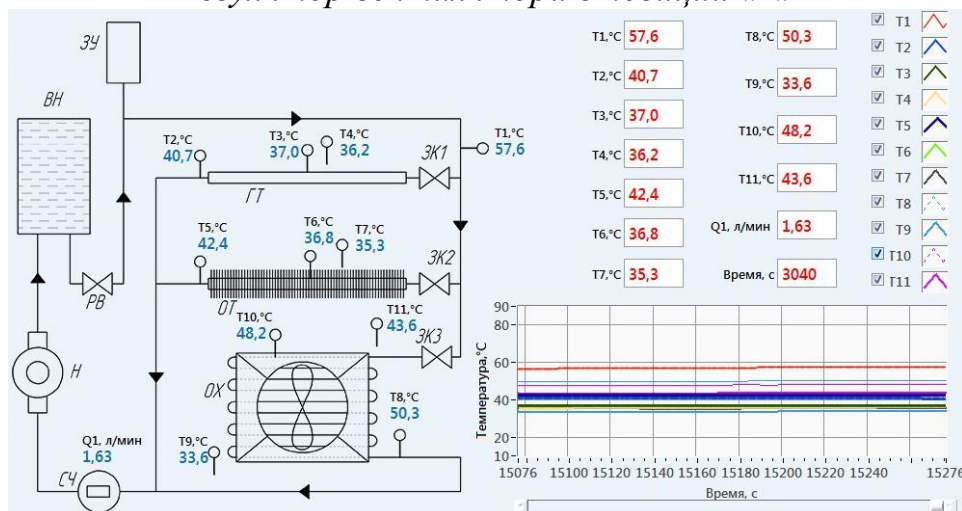


Турбулентный режим

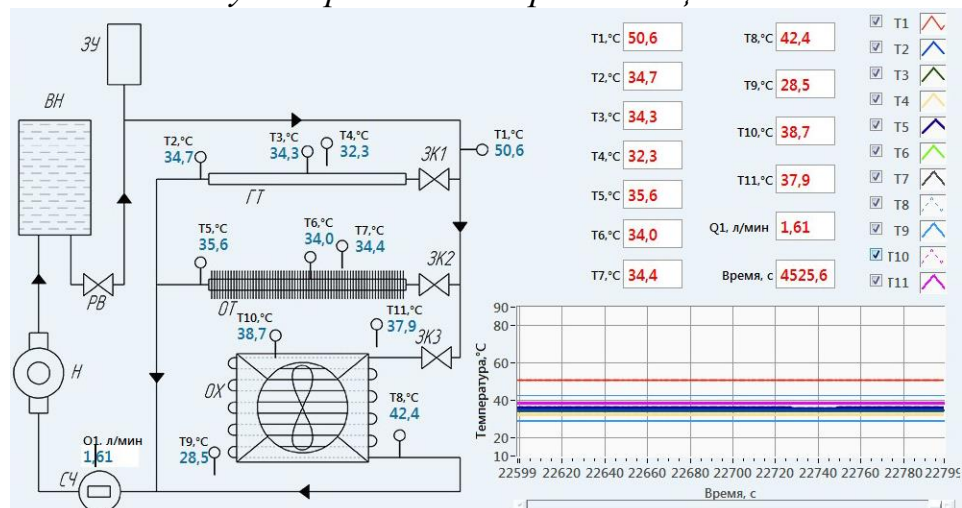


Вынужденная конвекция (Турбулентный режим)

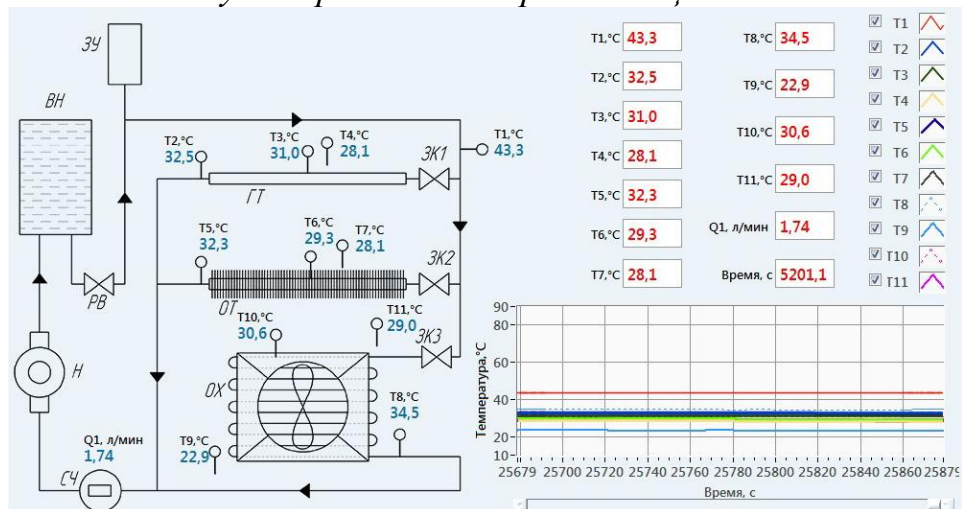
Регулятор вентилятора в позиции «1»



Регулятор вентилятора в позиции «5»



Регулятор вентилятора в позиции «10»



3. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3 ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ОРЕБРЕНИЯ НА ПРОЦЕСС ТЕПЛООБМЕНА

3.1. Цель работы

Изучение влияния коэффициента оребрения на процесс теплообмена.

3.2. Задачи работы

3.1. Экспериментальное определение коэффициента оребрения.

3.2. Исследование влияния типа оребрения на величину и интенсивность теплообмена.

3.3. Обоснование причин необходимости применения оребрения.

3.4. Исследование влияния теплофизических свойств различных жидкостей на процесс теплообмена.

3.3. Основные сведения

Передача теплоты от одной среды (воды) к другой (воздуху) осуществляется через разделяющую поверхность (стенку труб) называется теплопередачей. Теплопередача включает в себя теплоотдачу от более горячей среды (воды) к стенке, теплопроводность стенки. Теплоотдачу от стенки к более холодной среде (воздуху).

Коэффициент теплопередачи K характеризует интенсивность передачи теплоты и численно равен количеству теплоты, которое передается через единицу поверхности стенки в единицу времени при разности температур между средами в один градус.

В целях экономии пресной воды в различных теплообменных процессах все чаще переходят от водяного охлаждения к воздушному. В воздушных аппаратах основное термическое сопротивление сосредоточено, как правило, со стороны воздуха. Однако при высокой степени наружного оребрения и интенсификации внешнего теплообмена оно приближается к внутреннему. Основными направлениями интенсификации теплообмена со стороны воздуха являются: увеличение скорости воздуха, применение оребренных поверхностей определенных форм и размеров, турбулизации потока воздуха. Повышение коэффициента теплоотдачи (и соответственно теплопередачи) со стороны воздуха можно получить путем уменьшения диаметра трубок и шага ребер. Первое для наружного теплообмена имеет меньшее значение, т.к. площадь поверхности труб составляет обычно 5-10 % от общей площади наружной оребренной поверхности.

Конструктивно такие аппараты состоят из нескольких секций, соединенные последовательно калачами и параллельно - коллекторами. Секции

представляют собой плоский оребренный змеевик из медных или стальных труб диаметром от 6 до 20 мм. Ребра стальные или алюминиевые, обычно прямоугольной формы. Шаг ребер не менее 1 мм, в противном случае происходит быстрое загрязнение теплопередающей поверхности.

При расчете воздушных конденсаторов возникает необходимость определения коэффициента теплопередачи от пучка оребренных труб. Здесь расчетные зависимости имеют более сложный характер, чем для гладкотрубных пучков. Это обусловлено влиянием формы, размеров, шага ребер, их тепловой эффективности.

При передаче теплоты от капельной жидкости (α_1) через твердую стенку к газу или воздуху (α_2) суммарное термическое сопротивление $1/K$ определяют по формуле

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (3.1)$$

где α_1 , α_2 - коэффициент соответственно от капельной жидкости к внутренней поверхности трубы и от наружной поверхности трубы к газу (воздуху);

$$\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}, \quad (3.2)$$

- термическое сопротивление многослойной стенки с учетом возможных загрязнений.

Определяющим здесь будет термическое сопротивление загрязнений, поэтому при эксплуатации теплообменных аппаратов необходимо своевременно производить чистку теплообменной поверхности, вовремя удаляя накипь, масляную пленку, водяной камень и др. загрязнения.

Термическое сопротивление переноса теплоты от рабочих сред к стенке $1/\alpha_1$ и $1/\alpha_2$ можно представить в виде $\alpha_1 + \alpha_2/\alpha_1 \cdot \alpha_2$ и пусть например $\alpha_1 \geq \alpha_2$, тогда из предыдущей формулы следует, что термическое сопротивление можно значительно уменьшить только увеличивая меньший коэффициент теплоотдачи α_2 . Увеличение в этих условиях большего коэффициента теплоотдачи α_1 практически не окажет влияния на уменьшение общего термического сопротивления.

В большинстве случаев коэффициент теплоотдачи стремятся увеличить, повышая скорость движения рабочих сред, что приводит к увеличению гидравлических и аэродинамических сопротивлений. Однако увеличение скорости со стороны воздуха не приведет к значительному увеличению коэффициента теплоотдачи, поэтому более экономически выгодным является увеличение коэффициента теплоотдачи за счет использования оребрения со стороны меньшего коэффициента теплоотдачи.

Тогда коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней

неоребренной поверхности стенки можно определить по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \beta} \cdot \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{н}}}}. \quad (3.3)$$

Отношение оребренной поверхности ($F_{\text{н}}$) к внутренней ($F_{\text{вн}}$) называется коэффициентом оребления $\beta = \frac{F_{\text{н}}}{F_{\text{вн}}}$.

Влияние оребления на коэффициент теплопередачи можно показать на следующем примере. Пусть $\alpha_1 = 1000$ и $\alpha_2 = 20$ Вт/(м²К), а термическое сопротивление стенки мало и им можно пренебречь, тогда

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \beta} \cdot \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{н}}}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \beta}}. \quad (3.4)$$

Пусть $\beta = 1$, тогда коэффициент теплопередачи будет равен $K \approx 20$ Вт/(м² К), если $\beta = 2$, тогда $K \approx 40$ Вт/(м² К).

3.4. Порядок выполнения работы

3.1. Ознакомиться с установкой и расположением приборов. Самостоятельно составить схему установки с элементами, которые задействованы при проведении данной лабораторной работы. Заготовить табл. 3.1 и 3.2 для регистрации результатов испытаний.

3.2. Подготовить установку к испытаниям. Удостовериться, что уровень жидкости наблюдается в заливочном устройстве и не ниже его середины. В противном случае долить жидкость в систему предварительно выкрутив кран Маевского (расположен в верхней части заливного устройства).

3.3. Подключить стенд к сети 220 В.

3.4. Подключить автоматизированный стенд к USB разъему компьютера и запустить программу Пуск → Программы → MeasLAB → «Исследование теплообмена».

3.5. Включить питание стенда кнопкой «Сеть».

3.6. Открыть запорный кран ЗКЗ, закрыть ЗК1, ЗК2.

3.7. Запустить насос кнопкой ВК1 и установить с помощью переключателя на насосе и регулировочного крана средний расход горячего теплоносителя.

3.8. Через 20-30 секунд кнопкой ВК2 включить нагреватель в режим позиционного регулирования.

3.9. Установить значение температуры 60-70 °С. **Будьте внимательны: температура в системе не должна превышать 80 °С.**

3.10. Включить вентилятор кнопкой ВК3.

3.11. В стационарном режиме провести испытание водяного охладителя

при вынужденной конвекции со стороны охлаждающего воздуха при постоянном расходе воды (переходный или турбулентный режим) и постоянном расходе воздуха. Снять показания термомпар t_n ; t_k ; $t_{ст}$; $t_{вз}$ и расхода воды (V , м³/с). Результаты измерений занести в табл. 3.2.

3.12. Отключить вентилятор охладителя кнопкой ВКЗ.

3.13. Открыть запорный кран ЗК2, закрыть ЗК1, ЗК3.

3.14. В стационарном режиме провести испытание на оребренной трубе при постоянном расходе воды (переходный или турбулентный режим). Снять показания термомпар и расхода воды (V , м³/с). Результаты измерений записать в табл. 3.2.

3.15. Открыть запорный кран ЗК1, закрыть ЗК2, ЗК3.

3.16. В стационарном режиме провести испытание на гладкой трубе при постоянном расходе воды (переходный или турбулентный режим). Снять показания термомпар и расхода воды (V , м³/с). Результаты измерений записать в табл. 3.2.

3.17. Выключить установку.

3.18. Обработать полученные результаты.

3.19. Сравнить коэффициенты оребрения полученные для водяного охладителя и одиночной оребренной трубы.

3.20. Сделать выводы.

3.5. Обработка данных

Наружная оребренная поверхность воздушного охладителя берется из лабораторной работы № 2.

$F_{нар}$ - наружная поверхность **одиночной оребренной трубы**

$$F_{нар} = F_{тр} + 2F_p, \text{ где} \quad (3.5)$$

$F_{тр} = \pi d_{нAl}(L - n \cdot \delta_p)$ - наружная, межреберная поверхность трубы;

$F_p = (\frac{\pi d_{нор}^2}{4} - \frac{\pi d_{нAl}^2}{4})n$ - поверхность ребер;

$n = \frac{L_p}{u}$ - количество ребер;

L_p - длина оребренной части трубы;

δ_p - толщина ребра.

Внутренняя поверхность одиночной оребренной трубы

$$F_{вн} = \pi d_{вн} L, \quad (3.6)$$

где L - длина трубы

Коэффициент оребрения

$$\beta = \frac{F_H}{F_{BH}} . \quad (3.7)$$

Далее расчет проводим для воздушного охладителя, одиночной гладкой и оребренной трубы, результаты заносим в табл. 3.1.

Коэффициент теплопередачи

Таблица 3.1

Геометрические параметры оребренной трубы

№ П/П	$d_{нAl}, \text{ м}$	$d_{нар}, \text{ м}$	L_p	u	$d_{BH}, \text{ м}$	$L, \text{ м}$	$F_{нар}, \text{ м}^2$	$F_{BH}, \text{ м}^2$	β

$$K = \frac{Q_{ж}}{F_{BH} \Delta t_{cp}} . \quad (3.8)$$

Массовый расход горячей воды определяется по следующему соотношению

$$M_{ж} = V_{ж} \cdot \rho_{ж} \text{ (кг/с)}, \quad (3.9)$$

где $V_{ж}$ - расходы горячей воды, $\text{м}^3/\text{с}$.

$\rho_{ж}$ - плотности воды, (прил. 1) (все теплофизические свойства принимаются при средней температуре среды в аппарате).

Количество теплоты, отдаваемое горячим теплоносителем:

$$Q_{ж} = M_{ж} \cdot c_{рж} \cdot (t_H - t_K), \quad (3.10)$$

$c_{рж}$ - теплоемкость воды, см. приложение 1, ($\text{кДж}/(\text{кг К})$);

t_H, t_K - начальная и конечная температура горячей воды, $^{\circ}\text{C}$

Средняя разность температур (температурный напор) для воздушного охладителя определяется по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} \text{ при } \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \leq 2 , \quad (3.11)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}\right)} \text{ при } \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} > 2 , \quad (3.12)$$

где $\Delta t_6, \Delta t_m$ - значения большего и меньшего температурных напоров в начале и конце поверхности теплообмена, $^{\circ}\text{C}$;

Определяются:

$$\Delta t_6 = t_{\text{вз}}^{\text{вх}} - t_{\text{к}}, \Delta t_{\text{м}} = t_{\text{вз}}^{\text{вх}} - t_{\text{н}}. \quad (3.13)$$

Для одиночной гладкой и оребренной труб

$$\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{срж}} - t_{\text{вз}}, \text{ где} \quad (3.14)$$

$$t_{\text{срж}} = \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{к}}}{2},$$

средняя температура жидкости, а $t_{\text{вз}}$ - температура воздуха в непосредственной близости от поверхности, принимаем как среднюю температуру воздуха.

Таблица 3.2

Значения экспериментальных и вычисленных параметров

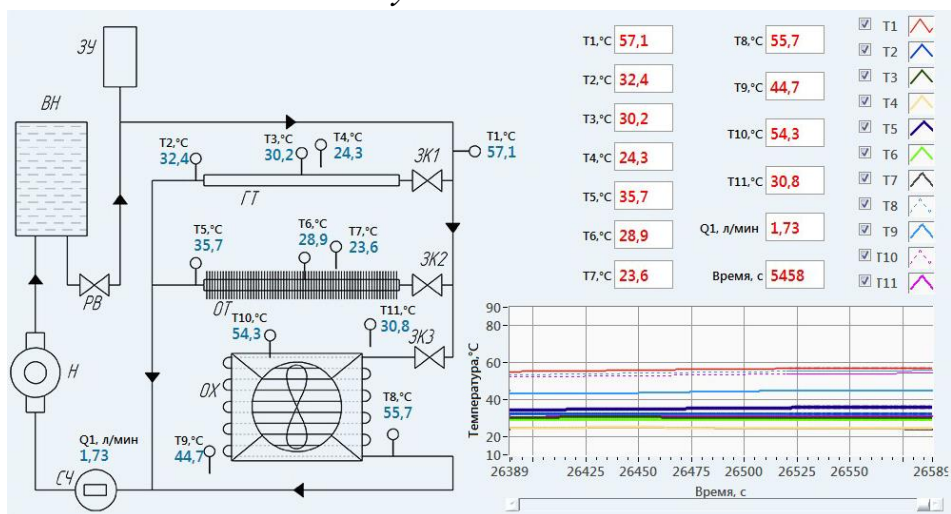
№ п/п	т/о аппарат	$t_{\text{н}},$ °C	$t_{\text{к}},$ °C	$t_{\text{вз}},$ °C	$t_{\text{вз}}^{\text{вх}},$ °C	$t_{\text{вз}}^{\text{вых}},$ °C	$M_{\text{ж}},$ кг/с	$Q_{\text{ж}},$ Дж/с	$\Delta t_{\text{ср}},$ °C	K, Вт/(м ² ·К)
1	Воздушный охладитель									
2	Оребренная труба									
3	Гладкая труба									

Контрольные вопросы

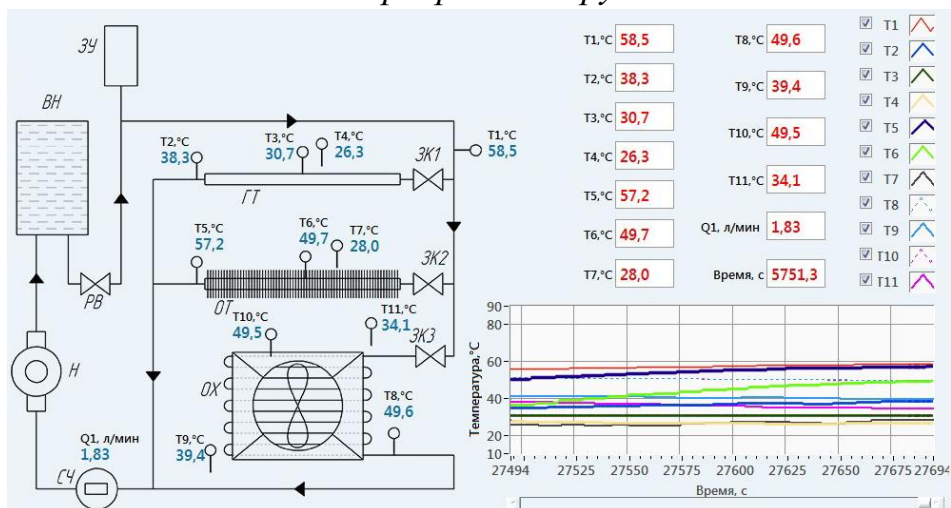
1. Объясните, почему увеличение меньшего коэффициента теплоотдачи не приведет к значительному увеличению коэффициента теплопередачи?
2. Что показывает коэффициент оребрения и как он влияет на коэффициент теплопередачи?
3. При какой температуре принимаются теплофизические свойства и почему?
4. Какими способами можно повысить коэффициент теплоотдачи к воздуху в воздушных теплообменных аппаратах?
5. Как влияет увеличение скорости на гидравлические и аэродинамические сопротивления?
6. Почему возможные загрязнения оказывают определяющее влияние на интенсивность теплообмена?

Пример исходных данных для расчета

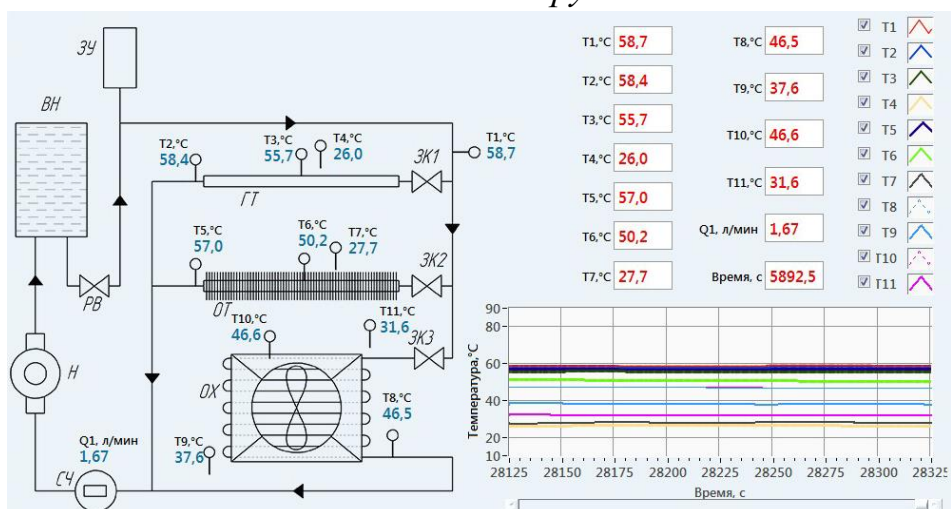
Воздушный охладитель



Оребренная труба



Гладкая труба



БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гухман, А. А. Применение теории подобия к исследованию процессов тепло- и массообмена (процессы переноса в движущейся среде) / А. А. Гухман. - М., 1967.
2. Дрейцер, Г. А. Основы теплообмена в каналах: учебное пособие / Г. А. Дрейцер. - М.: Издательство Московского авиационного института, 1982. - 82 с.
3. Зорин, В. М. Теплоэнергетика и теплотехника / В. М. Зорин, А. В. Клименко, В. М. Зорина. - М.: Издательство МЭИ, 2001. ISBN: 5-7046-0512-5, 5-7046-0515-X.
4. Лабораторный стенд по изучению гидродинамики и теплообмена при течении жидкости в трубах. Аппаратно-программные и инструментальные средства поддержки и сопровождения учебного процесса и научных исследований. pdf: SATI razvitie-alp.pdf (630 KB).
5. Теплообмен в плоских каналах при совместном влиянии свободной и вынужденной конвекции. [iqlib.ru>book/preview/](http://iqlib.ru/book/preview/).
6. Теплоотдача при течении жидкости в трубах некруглого поперечного сечения, в изогнутых и шероховатых трубах. [fast-const.ru>articles.php](http://fast-const.ru/articles.php).
7. Кошкин, Н. Н. Холодильные машины / Н. Н. Кошкин, И. А. Сакун [и др.]. - Ленинград: Машиностроение, 1982. - 510 с.

Теплофизические свойства воды на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	999,8	4,237	0,551	1,790	13,7
5	999,7	4,224	0,563	1,540	11,3
10	999,6	4,212	0,575	1,300	9,56
15	998,9	4,208	0,586	1,100	8,15
20	998,2	4,204	0,599	1,000	7,06
25	996,9	4,204	0,608	0,910	6,20
30	995,6	4,199	0,618	0,805	5,50
35	993,9	4,199	0,626	0,720	4,85
40	992,2	4,199	0,634	0,659	4,30
45	990,1	4,199	0,641	0,615	3,90
50	988,0	4,199	0,648	0,556	3,56
55	985,6	4,199	0,654	0,515	3,25
60	983,2	4,204	0,659	0,479	3,00
65	980,5	4,208	0,664	0,445	2,75
70	977,7	4,212	0,668	0,415	2,56
75	974,8	4,212	0,671	0,385	2,35
80	971,8	4,216	0,674	0,366	2,23
85	968,5	4,220	0,678	0,347	2,10
90	965,3	4,224	0,680	0,326	1,95
95	961,8	4,224	0,682	0,310	1,85
100	958,3	4,229	0,683	0,295	1,75
110	951,0	4,237	0,685	0,268	1,58
120	943,1	4,250	0,686	0,244	1,43
130	934,8	4,271	0,686	0,226	1,32
140	926,1	4,291	0,686	0,212	1,23

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Теплопроводность металлов

Вещество	Коэффициент теплопроводности Вт/(м·град)
Алюминий	209,3
Железо	74,4
Золото	312,8
Латунь	85,5
Медь	389,6
Ртуть	29,1
Серебро	418,7
Сталь	45,4
Чугун	62,8

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

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

Режим движения	C		m	
	Коридорный пучок	Шахматный пучок	Коридорный пучок	Шахматный пучок
Ламинарный ($Re < 1 \cdot 10^3$)	0,52	0,6	0,5	0,5
Турбулентный ($Re > 200 \cdot 10^3$)	0,02	0,021	0,84	0,84
Переходный [$Re = (1 \div 200) \cdot 10^3$]	0,27	0,4	0,63	0,6

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ.....	3
ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОГО СТЕНДА	4
1. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1	
ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ В	
ОДИНОЧНЫХ ТРУБАХ.....	6
2. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2	
ИЗУЧЕНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА	
ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИИ ПУЧКА ОРЕБРЕННЫХ ТРУБ.....	18
3. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3	
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ОРЕБРЕНИЯ НА	
ПРОЦЕСС ТЕПЛООБМЕНА.....	28
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	35
ПРИЛОЖЕНИЕ 1.....	36
ПРИЛОЖЕНИЕ 2.....	37
ПРИЛОЖЕНИЕ 3.....	37

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ПРИ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБЕ И ЕЕ ОХЛАЖДЕНИИ В УСЛОВИЯХ ВЫНУЖДЕННОЙ КОНВЕКЦИИ

Методические указания

*к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Тепломассообмен»
для студентов направлений подготовки 08.03.01 «Строительство»,
13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», 21.03.01 «Нефтегазовое дело»
всех форм обучения*

Составители:

Петрикеева Наталья Александровна
Чуйкин Сергей Владимирович
Бугаевский Дмитрий Олегович

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать 04.06.2021.

Формат 60x84 1/16. Бумага для множительных аппаратов.

Уч.-изд. л. 2,4. Усл. печ. л. 2,3. Тираж 157 экз.

Заказ № 97

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет»
394026 Воронеж, Московский просп., 14

Участок оперативной полиграфии издательства ВГТУ
394026 Воронеж, Московский просп., 14