

Лабораторная работа №12

ИЗУЧЕНИЕ СОВРЕМЕННОГО ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

1. НАЗНАЧЕНИЕ

Установка предназначена для экспериментальное определение коэффициента теплопередачи в в пластинчатом теплообменнике

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ

Рекуперативным теплообменником называют теплообменник, в котором процесс теплообмена между горячим и холодным теплоносителями осуществляется через разделительную перегородку. Пластинчатые теплообменные аппараты являются одним из вариантов решения задачи об интенсификации теплообмена и уменьшения габаритов оборудования. Известно, что самым эффективным способом передачи тепла является процесс смешения, однако теплообменники смешивающего типа не всегда могут быть применены из-за технологических условий, в которых работает оборудование, а именно: горячий и холодный теплоносители могут отличаться по химическому составу, могут быть разного качества, разной степени очистки, иметь разное давление итд. В промышленности, как правило, эксплуатируют пластинчатые теплообменники в режимах с высокой скоростью движения в них теплоносителей. Это обусловлено тем, что при высоких скоростях движения рабочей среды через теплообменные поверхности величина коэффициента теплопередачи может достигать весьма высоких значений (6000 – 7000 Вт/(м²·К)). В данной работе изучаются основные закономерности процесса теплообмена в пластинчатом водо-водяном теплообменнике.

Пластинчатый теплообменник представляет собой две металлических плиты, между которыми располагается набор штампованных пластин, сваренных или стянутых между собой шпильками. (Рис. 1)

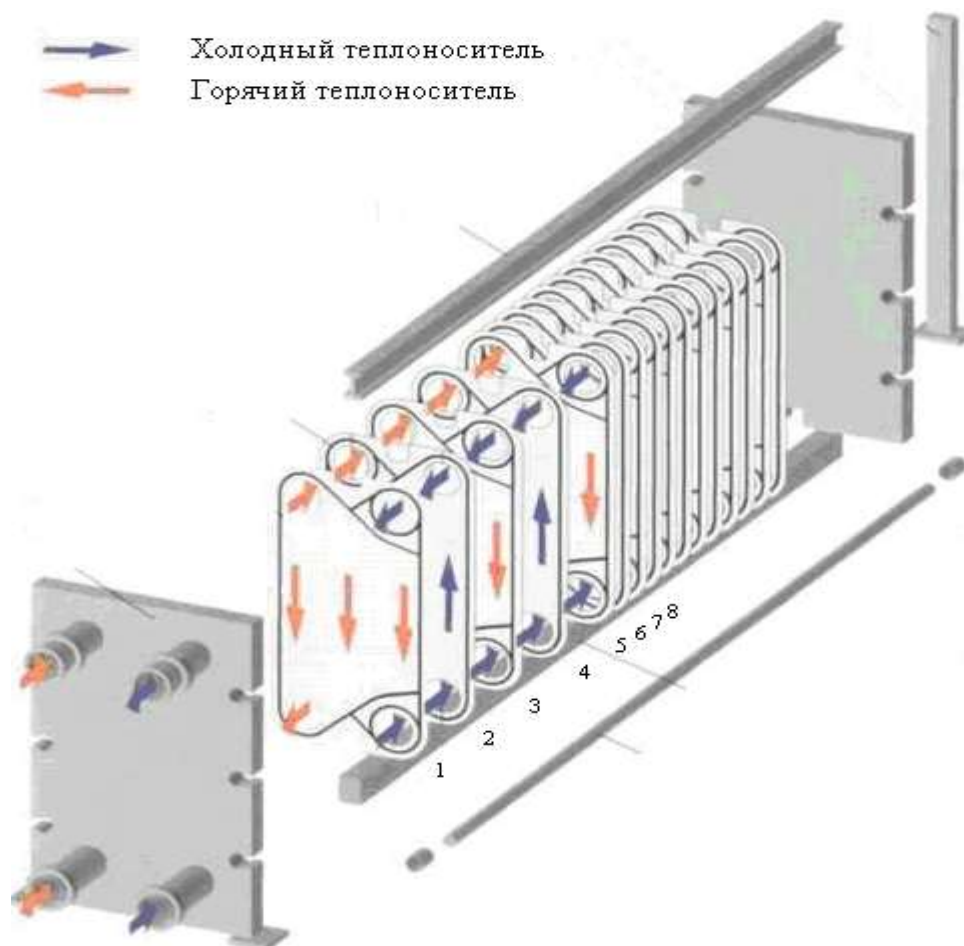


Рис. 1 Устройство пластинчатого теплообменника.

В каждой пластине и на плитах имеется четыре отверстия. В собранном виде эти отверстия образуют раздающие и собирающие водяные коллекторы. Профиль пластин построен так, что каждая четная пластина имеет уплотнения на одной паре раздающего и собирающего коллектора, а нечетная на другой. Таким образом, мы получаем при подводе воды, что между пластинами 1 – 2; 3 – 4; 5 – 6 итд. протекает холодный теплоноситель, а между пластинами 2 – 3; 4 – 5; 6 – 7 итд. протекает горячий теплоноситель.

Основной задачей расчета теплообменного аппарата является определение параметров эффективности его работы. Основным параметром эффективности работы подогревателя является коэффициент теплопередачи. Задачей лабораторной работы является сравнение коэффициентов теплопередачи полученных теоретически и экспериментальным путем.

Физика процессов передачи тепла в пластинчатом теплообменнике аналогична физике этих процессов в других рекуперативных аппаратов. Величина тепловой нагрузки теплообменника по горячему и по холодному теплоносителю одинаковы с поправкой на величину КПД теплообменника, учитывающую потери тепла в окружающую среду:

$$\begin{aligned}
 Q_G &= Cp \cdot G_G \cdot (t'_G - t''_G) \\
 Q_X &= Cp \cdot G_X \cdot (t'_X - t''_X)
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

$$\eta_{TO} = \frac{Q_X}{Q_\Gamma}$$

где нижними индексами «X» и «Г» обозначаются теплоносители – холодный и горячий соответственно, верхними индексами «/» и «//» обозначаются условия соответствующие входу и выходу из теплообменника, t – температура в градусах Цельсия, G – расход воды [кг/с], Ср – удельная теплоемкость теплоносителя (для воды Ср = 4187 [Дж/(кг·К)]), Q – тепловая нагрузка [Вт].

Из практики расчетов следует, что КПД зависит не только от типа теплообменника, но и от температур теплоносителей, при этом чем выше температуры тем ниже значение КПД. Величина КПД таких теплообменников, работающих при температурах до 100 С очень высока и должна составлять порядка (0,99 – 1).

Расчетное значение тепловой нагрузки теплообменника примем как среднее между нагрузками по горячей и холодной сторонам:

$$Q = 0.5 \cdot (Q_\Gamma + Q_X) \quad (2)$$

Для расчета экспериментального значения коэффициента теплопередачи кроме тепловой нагрузки подогревателя требуется также значение среднеинтегрального температурного напора в подогревателе. Для этого необходимо рассмотреть два режима включения подогревателя – с прямоточной и противоточной схемами движения теплоносителей, но поскольку температурное распределение по ходу движения среды подчиняется экспоненциальному закону и в том и в другом случае нужно лишь указать следующее: «большой» и «меньшей» разностью температур в подогревателе называются разницы температур между теплоносителями в сечениях подогревателя. Следовательно в случае прямоточной схемы движения теплоносителей:

$$\Delta T_B = t'_\Gamma - t'_X$$

$$\Delta T_M = t''_\Gamma - t''_X$$

, а в случае противоточной схемы:

$$\Delta T_B = t''_\Gamma - t'_X$$

$$\Delta T_M = t'_\Gamma - t''_X$$

В обоих случаях величина среднеинтегрального температурного напора в подогревателе будет находиться как:

$$\Delta T = \frac{\Delta T_B - \Delta T_M}{\ln \left(\frac{\Delta T_B}{\Delta T_M} \right)} \quad (3)$$

Экспериментальное значение коэффициента теплопередачи в подогревателе находится из соотношения:

$$k = \frac{Q}{F \cdot \Delta T} \quad (4)$$

где F – величина эффективной площади поверхности теплообмена [м^2], k – величина коэффициента теплопередачи [$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$].

Для нахождения теоретического значения коэффициента теплопередачи необходимо знать теплофизические свойства теплоносителей. В таблице №1 приведены справочные данные теплофизических свойств воды при давлении 1,2 атмосферы, где t – расчетная температура воды [$^{\circ}\text{C}$], ν – величина кинематической вязкости [$\text{м}^2/\text{с}$], λ – величина коэффициента теплопроводности [$\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$], ρ – плотность [$\text{кг}/\text{м}^3$], Pr – число Прандтля.

Таблица №1

t	ν	λ	ρ	Pr
0	1,7855E-06	0,56226	999,86	13,3960
10	1,3062E-06	0,58218	999,71	9,4135
20	1,0034E-06	0,59971	998,21	6,9910
30	8,0082E-07	0,61516	995,66	5,4192
40	6,5809E-07	0,62875	992,23	4,3404
50	5,5347E-07	0,64063	988,06	3,5683
60	4,7437E-07	0,65091	983,22	2,9975
70	4,1308E-07	0,65970	977,79	2,5645
80	3,6464E-07	0,66707	971,81	2,2289
90	3,2571E-07	0,67309	965,33	1,9644
100	2,9399E-07	0,67781	958,36	1,7528

Рассмотрим геометрические характеристики теплообмена в аппарате. На (Рис.2) изображен общий вид одной из пластин подогревателя. По интенсивности теплообмена рабочий участок можно разделить на два подучастка: первый – участок водораспределения (верхний и нижний треугольники), второй – участок интенсивного теплообмена. Второй участок располагается между распределительными треугольниками и его поперечный разрез, с учетом того, что пластины расположены одна за другой представлен на (Рис.2) и помечен как разрез А–А. Так же на разрезе помечены его характерные размеры: $l_{\text{ми}}$ – расстояние между изгибами пластины, $l_{\text{мп}}$ – размер ячейки образованный двумя прилегающими пластинами и $h_{\text{к}}$ – высота канавки. Специфика теплообмена в подогревателях такого типа заключается в том, что на

участок водораспределения по сравнению с участком интенсивного теплообмена, практически не несет в себе тепловой нагрузки. Доля тепла, передаваемая на этом участке, по отношению к общей тепловой нагрузке подогревателя, как правило, составляет 1 – 2 % хотя площадь участка может составлять до 20 % общей площади поверхности теплообмена. Участок водораспределения представляет собой продольные изогнутые каналы, по которым из раздающего коллектора жидкость сначала равномерно распределяется по ширине всего рабочего участка, а затем собирается и направляется в выходной коллектор. Участок интенсивного теплообмена представляет собой профильный канал, изгибающийся поперек оси подогревателя. Экспериментально установлено, что число Рейнольдса,

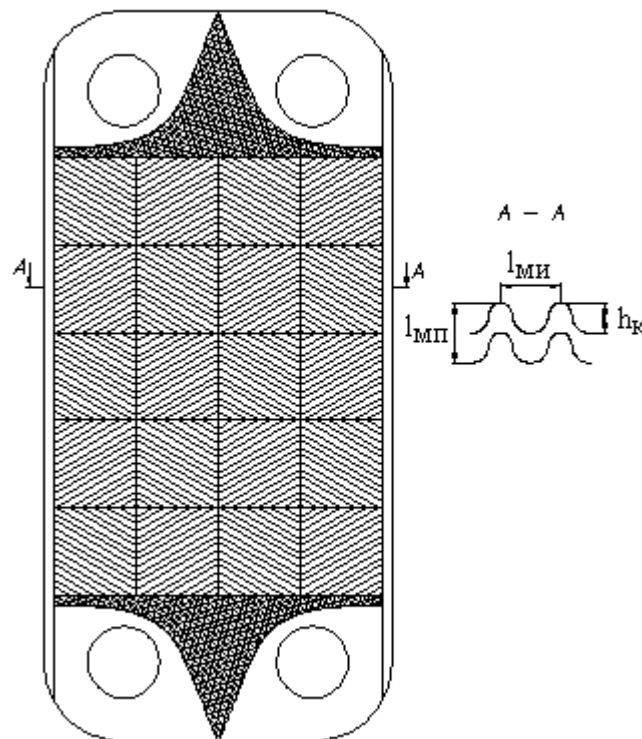


Рис.2 Общий вид пластины.

необходимое для турбулизации потока жидкости при таком профиле очень мало ($Re_{кр} = 100 - 120$). То есть на данном участке поток жидкости искусственно турбулируется. Происходит это из-за соударения пограничных слоев образованных соседними пластинами в местах изгиба. Для определения величин коэффициентов теплоотдачи от горячего и холодного теплоносителей к пластинам воспользуемся методикой Петухова для расчета кольцевых каналов с применением формул Галина – Есина учитывающих, что плоский канал является частным случаем кольцевого канала, у которого относительный радиус кривизны поверхности равен единице $R_1 = 1$.

Величиной характерного размера поверхности теплообмена [м] в данном случае будет являться высота канала:

$$l_0 = l_{МП} - h_K \quad (5)$$

Значение суммарной площади проходного сечения подогревателя [м²] для одного теплоносителя:

$$F_K^\Sigma = l_0 \cdot A \cdot \frac{(n-1)}{2} \quad (6)$$

, где A – ширина пластины подогревателя [м], n – число пластин.

Величина расчетной температуры [°C] при выборе теплофизических свойств жидкости выбирается как среднеарифметическая между температурами данного теплоносителя на входе и выходе из подогревателя.

$$t = 0.5 \cdot (t'' + t') \quad (7)$$

Значение скорости одного из теплоносителей [м/с] на участке интенсивного теплообмена:

$$w = \frac{G}{\rho \cdot F_K^\Sigma} \quad (8)$$

, где плотность воды ρ выбирается по таблице №1.

Выбрав по таблице №1 значение кинематической вязкости ν , можно определить значение числа Рейнольдса, соответствующее данному режиму течения выбранного теплоносителя:

$$Re = \frac{w \cdot l_0}{\nu} \quad (9)$$

Величина степени различия между высотами гидродинамического и теплового пограничных слоев находится также при предварительном выборе по таблице №1 значения числа Прандтля Pr:

$$m = \frac{0.112}{Pr} - 1 \quad (10)$$

Величина коэффициента трения при течении жидкости в кольцевом канале:

$$\xi = \frac{1}{(1.82 \cdot \lg(Re) - 1.64 - 0.19 \cdot R_1^{0.25})^2} \quad (11)$$

Величина поправки на коэффициент трения учитывающая, что течение турбулентное:

$$C_2 = 11.7 + 1.8 \cdot Pr^{-\frac{1}{3}} \quad (12)$$

Величина поправки на коэффициент трения, учитывающая особенности геометрии канала:

$$C_1 = (1 + 3.4 \cdot \xi) \cdot \left(1 + \frac{R_1}{1.15 + 5.5 \cdot R_1} \right) \quad (13)$$

Величина безразмерной адиабатической температуры стенки при отсутствии теплообмена:

$$\theta_a = 37.1 \cdot (0.38 \cdot R_1 - 1) \cdot Re^{-0.88} \cdot Pr^m \quad (14)$$

Гидродинамическое число Нуссельта (без учета эффекта нагревания или остывания пластины):

$$Nu_0 = \frac{\xi}{8} \cdot \frac{Re \cdot Pr}{C_1 + C_2 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (15)$$

Значение числа Нуссельта:

$$Nu = \frac{Nu_0}{1 \pm R_1 \cdot \theta_a \cdot Nu_0} \quad (16)$$

Следует иметь в виду, что знак «+» в выражении (16) ставится для горячего теплоносителя, показывая тем самым, что с этой стороны мы обогреваем пластину, а знак «-» для холодного. Таким образом в выражении (16) учитывается эффект от направленности вектора подвода тепла.

Значение коэффициента теплоотдачи выражается из определения числа Нуссельта, как безразмерного коэффициента теплоотдачи [Вт/(м²·К)]:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l_0} \quad (17)$$

После расчета значений коэффициентов теплоотдачи для горячего и холодного теплоносителя (α_G и α_X), необходимо рассчитать среднюю температуру металла пластин [°С]. Для её расчета воспользуемся выражением:

$$t_{CT} = \frac{t'_X + t''_X + t'_G + t''_G}{4} \quad (18)$$

После нахождения средней температуры металла можно рассчитать величину коэффициента теплопроводности пластин [Вт/(м·К)]. Для этого воспользуемся справочным уравнением:

$$\lambda_{CT} = 14.4 + 0.016 \cdot t_{CT} \quad (19)$$

Выражение для нахождения теоретического значения коэффициента теплопередачи [Вт/(м²·К)] выглядит следующим образом:

$$k_T = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_G} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_X}} \quad (20)$$

, где δ_{CT} – толщина пластины [м].

Величину погрешности [%] при определении коэффициента теплопередачи можно оценить по формуле:

$$\delta k = \left| \frac{k - k_T}{k} \right| \cdot 100 \quad (21)$$

Погрешность данной методики расчета составляет 2%, однако ввиду того, что эксперимент производится в весьма узкой области температур, погрешность опыта может быть выше на порядок, и не смотря на это она не должна превышать 15%.

3. СОСТАВ УСТАНОВКИ И НАЗНАЧЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ.

1. Рабочий участок (пластинчатый теплообменник).
2. Водоподогреватель, для нагрева горячего теплоносителя (воды).
3. Насос водоподогревателя.
4. Расширительный бачок водоподогревателя.
5. Вентиль расширительного бачка водоподогревателя.
6. Радиатор (холодильник) для охлаждения холодного теплоносителя (воды).
7. Насос радиатора.
8. Расширительный бачок радиатора.
9. Вентиль радиатора – предназначен для заполнения и дренирования системы с холодным теплоносителем.
10. Вентиль регулировки расхода холодного теплоносителя.
11. Измеритель расхода горячего теплоносителя.
12. Измеритель расхода холодного теплоносителя.
13. Вентиляторы радиатора (холодильника) с источником питания.
14. Измеритель температур горячего теплоносителя.
15. Измеритель температур холодного теплоносителя.
16. Тумблер включения измерителей температур.
17. Электронный расходомер горячего теплоносителя.
18. Электронный расходомер холодного теплоносителя.
19. Тумблер включения электронных расходомеров.
20. Тумблер «СЕТЬ».
21. Тумблер «НАСОС ТЕРМОСТАТА»
22. Тумблер «НАГРЕВАТЕЛЬ ТЕРМОСТАТА»
23. Тумблер «НАСОС РАДИАТОРА»
24. Тумблер «ВЕНТИЛЯТОР РАДИАТОРА»

ВМ – вентили Маевского, предназначенные для удаления воздуха из системы.

t_1 - температура горячего теплоносителя на входе в теплообменник.

t_2 - температура горячего теплоносителя на выходе из теплообменника.

t_3 - температура холодного теплоносителя на входе в теплообменник.

t_4 - температура холодного теплоносителя на выходе из теплообменника.

В данной схеме реализован противоточный режим движения теплоносителей.

4. ПРОВЕДЕНИЕ ОПЫТА.

1. Включить установку в сеть.
2. Тумблером «СЕТЬ» включить питание установки.
3. При всех открытых вентилях проверить заполнение водой водоподогревателя и радиатора. При этом расширительные бачки должны быть заполнены на половину.
4. Включить тумблер «НАСОС НАГРЕВАТЕЛЯ». Если расходомер 11 не работает (в системе имеется воздушная пробка), то необходимо несколько раз произвести включение и выключение насоса при открытых ВМ.

5. Вентилем 5 отрегулировать необходимый расход горячего теплоносителя.
6. Тумблером «НАСОС РАДИАТОРА» включить насос 7 радиатора (холодильника).
7. Включая и выключая насос 8 радиатора тумблером «НАСОС РАДИАТОРА» достичь равномерного вращения «турбинки» расходомера 12, свидетельствующего о непрерывном потоке холодного теплоносителя через систему.
8. Вентилем 9 или 10 отрегулировать необходимый расход холодного теплоносителя.
9. После установки нужного режима течения горячего теплоносителя и требуемых расходов ($15-20 \text{ см}^3$) в секунду (см. паспорт расходомера), включить водоподогреватель 2 тумблером «НАГРЕВАТЕЛЬ ТЕРМОСТАТА».
10. Включить измерители температур 14, 15 тумблером 16.
11. Включить вентилятор радиатора тумблером 24 «ВЕНТИЛЯТОР РАДИАТОРА».
12. При достижении температура на входе во внутреннюю трубу $t_1 = 50-60^\circ\text{C}$ произвести отсчёт температур t_1, t_2, t_3, t_4 .
13. Включить электронные расходомеры 17, 18 тумблером 19.
14. Включить секундомер и произвести отсчёт показаний расходомеров.¹

¹ В последних модификациях лабораторной установки для измерения расхода используется измерение длительности промежутка времени за который через систему проходит 1 литр воды. На счетчиках индицируется время прохождения через систему 1-го литра $T[\text{сек.}]$, расход воды определяется как $1[\text{литр}]/T[\text{сек.}]$.

