

Современные энергоэффективные пластинчатые теплообменники производства «Завод Теплосила»

Сухоцкий Альберт Борисович, научный сотрудник ГК «Теплосила»

Введение. В промышленном и коммунальном теплоснабжении широко применяются теплообменные аппараты (ТА) пластинчатого типа, представляющие собой пакет гофрированных пластин, между которыми, чередуясь, движутся теплоносители.

Теплообменный аппарат должен обеспечивать передачу требуемого количества тепла от одного теплоносителя к другому при заданных температурах и ограниченном гидравлическом сопротивлении в контурах. При этом к теплообменному аппарату предъявляются следующие требования [1, 2]:

- должен иметь малые габариты, обладать наименьшей удельной металлоемкостью и технологичностью;
- обладать низкой загрязняемостью и высокой ремонтпригодностью;
- затрачивать минимум энергии на прокачку теплоносителей.

Как видно, требования, предъявляемые к теплообменным аппаратам, разнообразны, а иногда и противоречивы. При этом эффективность теплообменного аппарата определяется, прежде всего, конструкцией поверхности теплообмена. Примерная взаимосвязь основных параметров аппарата представлена на рис. 1.



Рис. 1. Взаимосвязь параметров теплообменного аппарата

Пластинчатые ТА обеспечивают более высокую тепловую производительность по сравнению с другими конструкциями ТА с той же площадью поверхности теплообмена. Также вне конкуренции пластинчатые ТА по такому показателю как компактность (отношение площади теплообмена к объёму ТА). Важнейшей конструктивной особенностью, влияющей на интенсивность теплообмена, является профиль пластины. Поэтому основным направлением развития пластинчатых ТА является совершенствование конструкции поверхности и оптимизация размеров пластины, преследующей цель интенсификации теплообмена и как следствие снижения габаритов ТА.

Наибольшее распространение получили пластинчатые теплообменные аппараты (ТА) с пластинами сетчато-поточного типа [2, 3, 4]. Профиль теплопередающей поверхности таких пластин выполняется в виде гофр синусоидальной или пилообразной формы и характеризуется следующими параметрами: шаг между вершинами гофр S в сечении (А-

А) перпендикулярном к их направляющим, высотой гофр h и радиусами кривизны r по обеим сторонам пластины (рис.1). Направляющие гофр между собой образуют угол φ с вершиной, расположенной на продольной оси симметрии пластины. В настоящее время освоена технология штамповки пластин сетчато-поточного типа из листов нержавеющей стали марки толщины 0,4; 0,5 и 0,6 мм.

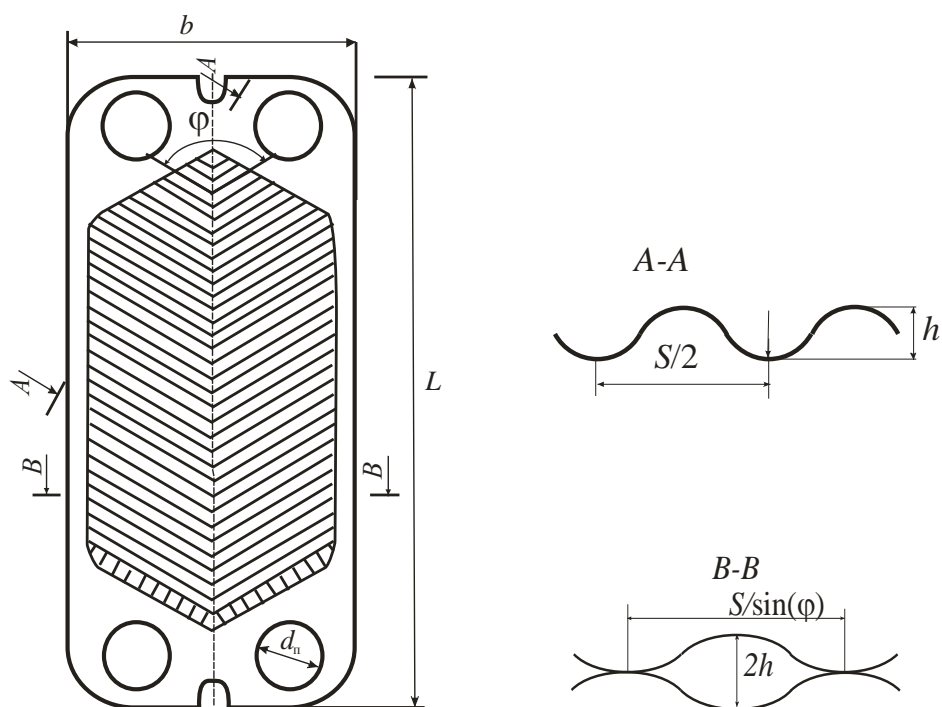


Рис.2. Пластина сетчато-поточного типа

Сборка ТА из таких пластин осуществляется следующим образом: чётные и нечётные пластины друг относительно друга располагаются в пакете с поворотом на 180^0 , что создаёт равномерную сетку взаимных опор между пластинами, обеспечивая тем самым необходимую жесткость пакета. В сборке пластины образуют каналы, по которым в поочередном порядке движутся потоки греющей и нагреваемой жидкости, каждый из которых можно условно рассматривать как совокупность сходящихся и расходящихся струй, обтекающих сетку опор. Теплоносители движутся друг относительно друга одновременно противотоком и перекрёстно, что существенно увеличивает площадь их взаимодействия по сравнению со схемами относительного движения, реализуемыми в других ТА.

Кроме этого гофры играют роль турбулизаторов, которые с одной стороны интенсифицируют теплообмен между потоками, но с другой увеличивают гидравлические сопротивления при движении жидкостей. Поэтому при проектировании ТА стремятся к достижению оптимального соотношения между теплопроизводительностью ТА и энергопотерями на прокачку теплоносителей. Оптимизация базируется на совместном тепловом и гидродинамическом расчётах [3, 4], где целью теплового расчёта является определение площади теплообмена F , а гидравлического расчёта – потерь давления на прокачку теплоносителей Δp .

Методика определения размеров пластины. При проектировании новых типов пластин для теплообменников определяющими параметрами являются высота h , шаг S и угол φ гофр, ширина b и высота L теплообменной поверхности (рисунок). Эти параметры влияют соответственно на эквивалентный диаметр $d_э$, площадь сечения $f_к$, приведенную длину $L_к$ межпластинчатого канала.

Эквивалентный диаметр канала значительно влияет на эффективность работы пластинчатого теплообменника. При уменьшении d_3 повышается скорость потока в канале, увеличивается коэффициент теплопередачи и снижается площадь теплообмена, что приводит к снижению себестоимости теплообменника. Однако при этом возрастают гидравлические сопротивления при движении потока в каналах теплообменника, что приводит к увеличению затрат на прокачку теплоносителей.

При неучете малого значения термического сопротивления пластины из системы уравнений теплопередачи и теплового баланса [3, 4] можно получить выражение, для определения удельной тепловой мощности одной пластины ТА

$$q = Q/N = b \left(\frac{L_k}{d_3} \right)^{1/(1-n)} \left(\frac{X}{\Delta t_{\max}} \right)^{n/(1-n)} (C \cdot B' \Delta \bar{t}_a)^{1/(1-n)}. \quad (1)$$

где Q – теплопроизводительность ТА, кВт; N – количество рабочих теплообменных пластин, м²; X – число ходов в теплообменнике; $\Delta t_i = t_{i\text{вх}} - t_{i\text{вых}}$ – температурный

перепад в каналах; $C = \left(1 + \frac{\alpha_{\min}}{\alpha_{\max}} \right)^{-1}$, $0,5 < C < 1,0$; α_i – коэффициенты теплоотдачи по

горячей и холодной стороне пластины ($i = \min$ и \max – для максимального и минимального значения), Вт/(м²·К); $B' = A \cdot \lambda^{1-n} \text{Pr}^{m-n} \cdot (\text{Pr}/\text{Pr}_w)^{0,25}$ – коэффициент, зависящий от средней температуры и физических свойств теплоносителей, профиля гофр пластины; Pr – безразмерные критерии Прандтля; A , n , m – коэффициенты, получаемые при аппроксимации экспериментальных результатов; $\Delta \bar{t}_a$ – среднелогарифмический по поверхности ТА температурный напор, К.

При $n = 0,65$ (характерно для пластин типа «елочка») $1/(1-n) = 2,857$. Следовательно, для повышения энергетической эффективности пластины q при обеспечении высокой компактности теплообменника, необходимо стремиться к уменьшению эквивалентного диаметра d_3 и увеличению приведенной длины межпластинчатого канала L_k (высоты пластины L). Причем увеличение числа ходов X также повышает энергетическую эффективность пластины, но в меньшей мере ($n/(1-n) = 1,857$), чем увеличение длины L_k межпластинчатого канала.

Эквивалентный диаметр d_3 межпластинчатого канала определяется полнотой использования материала заготовки, из которой штампуются пластины. Максимальная теплообменная площадь поверхности достигается за счет увеличения глубины h и уменьшения шага S гофры, при обеспечении требуемой жесткости и исключения разрыва металла. Оптимальное увеличение поверхности пластины из нержавеющей стали EN 1.4301 (AISI 304) толщиной 0,5 мм составляет около 30% и достигается при соотношении шага S гофры к ее глубине h равное $S/h \sim 4$.

Также эквивалентный диаметр d_3 межпластинчатого канала ограничен эксплуатационными требованиями к ТА по загрязняемости минеральными отложениями аппарата. Для среднего качества теплоносителя, характерного для систем отопления и горячего водоснабжения, рекомендуемый эквивалентный диаметр $d_3 > 2,3$ мм.

При этом увеличение глубины гофры ведет к увеличению значения эквивалентного диаметра, а уменьшение шага гофры к его снижению. Так же на эквивалентный диаметр влияет угол наклона гофры φ .

$$d_3 = \frac{4f}{\Pi} = \frac{h S \sin(\varphi/2) / \sin(\varphi)}{\sqrt{h^2 + (S \sin(\varphi/2) / \sin(\varphi))^2}}. \quad (2)$$

При увеличении угла наклона гофры увеличивается эквивалентный диаметр и стремится к глубине гофры h .

Но более значительно угол наклона гофры влияет на движение среды между пластинами. При увеличении угла наклона гофры путь потока становится более сложным и, соответственно, более длинным, что приводит к увеличению приведенной длины межпластинчатого канала

$$L_k = L / \cos(\varphi / 2). \quad (3)$$

Это соответственно вызовет прямопропорциональный рост гидравлических сопротивлений при движении теплоносителя в межпластинчатом канале. Причем применение «жесткой» пластины с углом наклона гофр $\varphi = 120^\circ$, по сравнению с «мягкой» пластиной с $\varphi = 60^\circ$ увеличивает гидравлические сопротивления в $\sqrt{3} \approx 1,7$ раз.

Следует учитывать, что общие потери давления в пластинчатом ТА состоят из суммы потерь в межпластинчатом канале и коллекторе:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{кан}} + \Delta p_{\text{кол}}. \quad (4)$$

Как правило [1, 5], при проведении гидравлического расчета потери в коллекторе считают незначительными по сравнению с потерями в межпластинчатом канале, а расход в каждом канале считают одинаковым и равным среднему: $G_{\text{ср}} = G_0 / n_{\text{кан}}$. Это обусловлено тем, что диаметр коллектора больше эквивалентного диаметра канала более чем в 20 раз, а длина канала больше толщины пластины и прокладки более чем в 160 раз.

В этом случае сумма гидравлических сопротивлений в теплообменнике равна потерям в межпластинчатых каналах – $\Delta p = \Delta p_{\text{кан}}$.

Однако при большом наборе пластин в ТА (более 150) скорости в коллекторе значительные (более 4 м/с), а потери давления существенно влияют на общие потери в ТА и на распределение расходов теплоносителя в межпластинчатых каналах [5].

Из уравнений для определения гидравлического сопротивления в каналах ТА [2, 3] следует выражение для расчета оптимального соотношения между высотой пластины и углом наклона гофр, при которых обеспечивается допустимое гидравлическое сопротивление $\Delta p_{\text{доп}}$ (для теплосетей, как правило, $\Delta p_{\text{доп}} = 30$ кПа)

$$\frac{L}{\cos(\varphi / 2)} \approx \frac{\Delta p_{\text{доп}} h}{100 X}. \quad (5)$$

Между тем не следует забывать, что угол наклона гофры влияет также на механическую жесткость пакета пластин. Максимальная жесткость пакета обеспечивается при $\varphi = 90^\circ$, а изменение параметра в любую сторону от этого значения приводит к снижению жесткости пакета пластин.

Ширина пластины b ограничена технологическими возможностями размещения патрубков диаметром $d_{\text{п}}$ подвода и отвода теплоносителей ($b > 3 \cdot d_{\text{п}}$). Потери давления в патрубках не должны превышать 10% от потерей давления в межпластинчатом канале

$$\frac{v_{\text{п}}}{v_{\text{к}}} < \sqrt{\frac{l_{\text{к}} \zeta_{\text{к}}}{10 d_{\text{з}} \zeta_{\text{п}}}}. \quad (6)$$

Для рекомендуемых скоростей в межпластинчатом канале $v_{\text{к}} \approx 1$ м/с, скорость в патрубке не должна превышать $v_{\text{п}} \approx 5$ м/с.

Тогда из условия равенство расходов теплоносителя через патрубок и межпластинчатые каналы имеем

$$\frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} v_{\text{п}} = f_{\text{к}} N_{\text{max}} v_{\text{к}} / 2, \quad (7)$$

где N_{max} – максимальное число пластин в ТА.

Тогда ширина пластины

$$b = \frac{18}{\pi} \cdot d_3 N_{\max} \frac{v_k}{v_{II}} \approx 6 \cdot d_3 N_{\max} \sqrt{\frac{d_3}{L_k}}. \quad (8)$$

При этом для экономии материала целесообразно также при определении ширины b и высоты L пластины учитывать габаритные размеры заготовки таким образом, чтобы минимизировать обрезки металла.

Разработка новых пластин. В группе компаний «Теплосила» собран коллектив, объединяющий специалистов имеющих более 10 летний опыт эксплуатации теплообменных аппаратов различного типа и научных сотрудников длительное время занимающихся испытаниями и расчетом теплообменных систем. Данный коллектив создан с целью решения актуальных задач, стоящих перед группой компаний «Теплосила»:

- модернизация разработанных ранее и широко эксплуатирующийся в настоящее время пластин;
- расширение модельного ряда пластин;
- создание одногабаритных пластин с различными теплогидравлическими характеристиками с возможностью конструирования теплообменников с оптимальными рабочими параметрами.

Поскольку невозможно создать идеальную теплообменную пластину, которая позволяла бы собирать теплообменники с оптимальными характеристиками под любые температурные графики и гидравлические ограничения, то современным направлением в разработке пластинчатых теплообменников является создание одногабаритных пластин с одинаковыми расстояниями между отверстиями в пластине, но с различными теплогидравлическими характеристиками (так называемых «жестких» и «мягких» пластин). «Жесткая» пластина отличается от «мягкой» прежде всего углом наклона гофр (у «жестких» – 120°, у «мягких» – 70–90°). Путем изменения комбинации укладки этих пластин в пакет можно образовать в пластинчатом теплообменнике три типа канала: «жесткий», «мягкий» и «смешанный». Причем «жесткий» канал по сравнению с другими каналами при аналогичных режимах движения теплоносителя будет иметь наибольшие коэффициенты теплоотдачи и максимальное гидравлическое сопротивление. «Мягкий» канал наоборот – наименьшие коэффициенты теплоотдачи и минимальное гидравлическое сопротивление. «Смешанный» канал будет обладать промежуточными теплогидравлическими характеристиками. Таким образом, комбинируя типами каналов можно собирать теплообменники с максимально оптимальными параметрами под любые температурные режимы, мощности и гидравлические ограничения.

На основе приведенных выше теплофизических соотношений специалистами группы компаний «Теплосила», были разработаны новые типы «жестких» и «мягких» пластин с основными параметрами, представленными в табл. 1.

Таблица 1.

Марка теплообменника	Площадь теплообмена пластины, м ²	Диаметр отверстий, мм	Габаритные размеры, м	Максимальное количество пластин, шт
ЕТ007	0,073	50		226
ЕТ014	0,15	50		226
ЕТ015М	0,223	65		224
ЕТ024	0,24	100		228
ЕТ034	0,35	100		228
ЕТ045	0,45	150		484
ЕТ068	0,68	150		484
ЕТ072	0,68	200		672
ЕТ100	1,00	200		668

Теплогидравлические испытания пластинчатых теплообменников. При выпуске новых теплообменников, а также в процессе их эксплуатации периодически возникает необходимость подтверждения их теплотехнических параметров. Поэтому определение действительных значений основных теплотехнических характеристик теплообменников является важной задачей, способствующей эффективному использованию теплообменников.

В группе компаний «Теплосила» более 15 лет занимаются проведением теплогидравлических испытаний пластинчатых теплообменников, определяют коэффициент теплоотдачи пластин и гидравлическое сопротивление каналов. Применяемая методика теплогидравлических испытаний теплообменников прошла метрологическую экспертизу в РУП «Белорусский государственный институт метрологии» и согласованна с Департаментом по энергоэффективности при Государственном комитете по стандартизации Республики Беларусь. Методика регламентирует объём, порядок, а также методы и средства теплогидравлических испытаний водо-водяных теплообменников с передачей теплоты от одного теплоносителя к другому через разделяющую поверхность

Причем, хотя это и создает определенные сложности, в группе компаний «Теплосила» проводят исследования именно теплообменников с 40 и более пластинами (а не одной пластины) с температурными условиями, соответствующими реальным температурным режимам и тепловым нагрузкам в современных тепловых пунктах. Эти исследования позволяют не только определить достоверные теплотехнические характеристики пластин, но и изучить области нагрузок и режимов для которых отсутствуют теплообменные пластины с нужными параметрами.

Для обеспечения постоянства температурных режимов и тепловой мощности исследуемый пластинчатый теплообменник подключаются параллельно к действующим теплообменникам реального теплового пункта с общей тепловой мощностью более 7 Гкал/час. Принципиальная схема подключения средств измерения для проведения испытания пластинчатого теплообменника представлена на рис. 3.

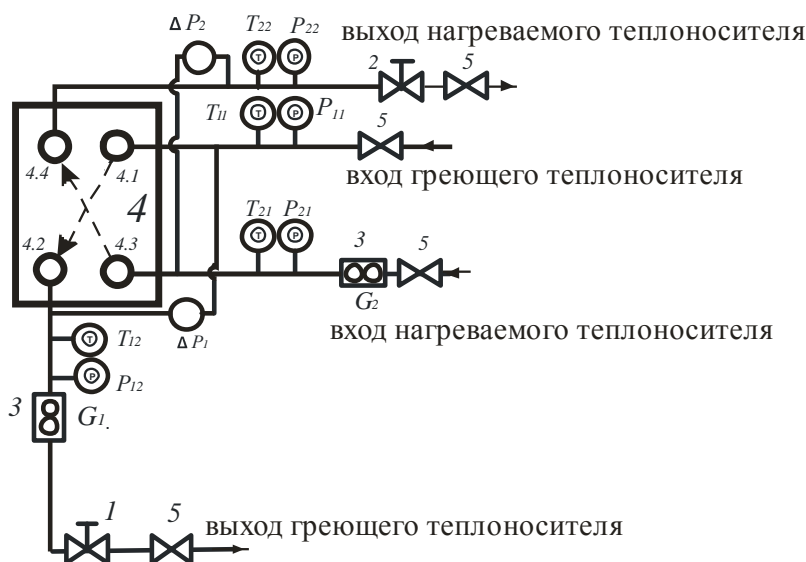


Рис. 3. Схема подключения измерительного комплекса:

1 – регулятор расхода греющего теплоносителя, 2 – регулятор расхода нагреваемого теплоносителя, 3 – расходомерное устройство; 4 – испытываемый теплообменник (4.1, 4.2 – вход и выход горячей стороны; 4.3, 4.4 – вход и выход холодной стороны); 5 – запорная арматура; Т – средства измерения температуры; Р – средства измерения давления; Δp – средства измерения перепада давления

Проведение испытаний проводят для одноходового теплообменника или двухходового теплообменника без подмеса греющего теплоносителя в первую ступень и нагреваемого теплоносителя во вторую ступень.

При проведении испытаний теплообменник 4 подключается параллельно теплообменнику отопления (или горячего водоснабжения) теплового пункта по горячей и холодной сторонам. Теплоноситель (нагревающая среда) подается на вход горячей стороны 4.1 испытываемого теплообменника. При этом выполняются измерения температуры T_{11} и давления p_{11} . С выхода горячей стороны 4.2 теплообменника 4 теплоноситель поступает через регулятор расхода 1. При этом выполняются измерения расхода теплоносителя G_1 , температуры теплоносителя T_{12} и давления p_{12} . Перепад давления по горячей стороне ΔP_1 измеряется между входом 4.1 и выходом 4.2 горячей стороны теплообменника 4.

Одновременно теплоноситель (нагреваемая среда) подается на вход холодной стороны 4.3 теплообменника 4. При этом выполняются измерения расхода, температуры и давления G_2 , T_{21} , p_{21} . С выхода холодной стороны 4.4 теплообменника 4 теплоноситель подается через регулятор расхода 2. При этом производятся измерения температуры и давления T_{22} , p_{22} . Перепад давления по холодной стороне ΔP_2 измеряется между входом 4.3 и выходом 4.4 холодной стороны испытываемого теплообменника 4.

Принципиальная схема подключения испытываемого теплообменного аппарата представлена на рис. 4.

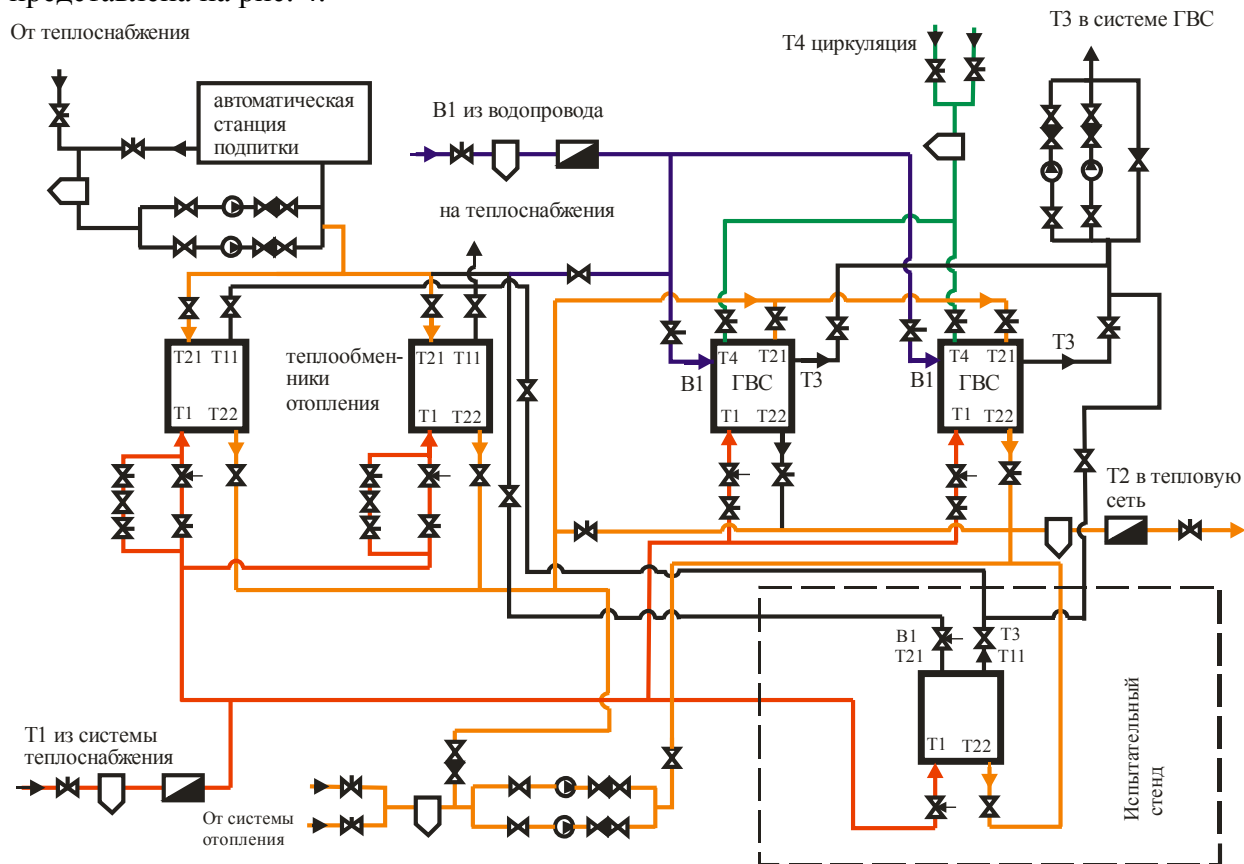


Рис. 4 .Принципиальная схема подключения испытательного стенда.

При гидравлических испытаниях теплообменников проводятся также различные дополнительные типы исследований:

- проливка одноходовых и двухходовых теплообменников с одним и тем же количеством каналов с целью определения гидравлических сопротивлений при развороте потока в теплообменнике;

- проливка теплообменника с различным количеством каналов (от 10 до 70) с целью определения так называемого «коллекторного эффекта», то есть потери давления в патрубке и при распределении потока по каналам;
- определение подвижности пластин в теплообменнике, путем отслеживания изменение гидравлических сопротивлений теплообменника при изменении перепада давления в горячем и холодном канале от 0 до 6 атм.

Последнее исследование позволяет отслеживать не качественную по глубине штамповку при производстве пластин, что трудно измерить визуально, но можно достоверно определить при гидравлических испытаниях.

Таким образом, все проведенные нами исследования позволяют с уверенностью заявить, что характеристики производимых нами пластинчатых теплообменников соответствует заявленным, а следовательно, теплообменники обеспечат требуемый тепловой режим.

Проведённые тепловые и гидравлические испытания на расчетные режимы теплообменников с новыми пластинами показали высокую эффективность (коэффициент теплопередачи 5300–6600 Вт/(м² °С)) и низкую материалоемкость (запас поверхности теплообмена не более 3%) теплообменных аппаратов.

Таким образом, разработка теплообменных аппаратов под определенные эксплуатационные режимы с учетом общепринятых термодинамических выражений является действенным направлением к ресурсо- и энергосбережению.

Список литературы

1. Жукаускас, А. А. Конвективный перенос в теплообменниках / А. А. Жукаускас – М.: «Наука», 1982 – 472 с.
2. Барановский Н.В. Пластинчатые и спиральные теплообменники. Н.В. Барановский, Л.М. Коваленко, А.Р. Ястребенецкий – М.: «Машиностроение», 1973 – 288 с.
3. Коваленко Л.М. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. Л.М. Коваленко, А.Ф. Глушков – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 240 с.
4. Антуфьев В.М. Теплообменные аппараты из профильных листов. Антуфьев В.М. и др. – Л.: «Энергия», 1972. – 128 с.
5. Быстров, П. И. Гидродинамика коллекторных теплообменных аппаратов / П. И. Быстров, В. С. Михайлов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с.