

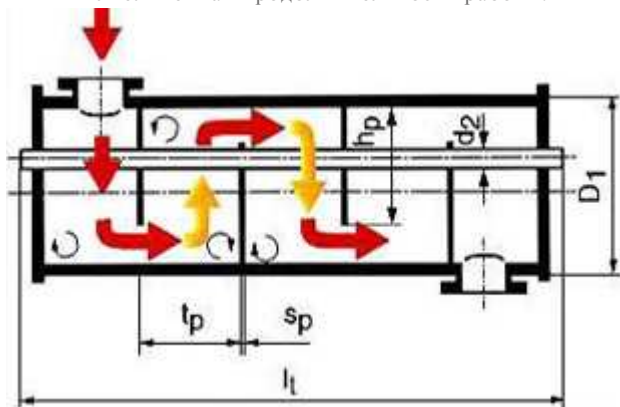


Теплообменники «Хеликсченджер»

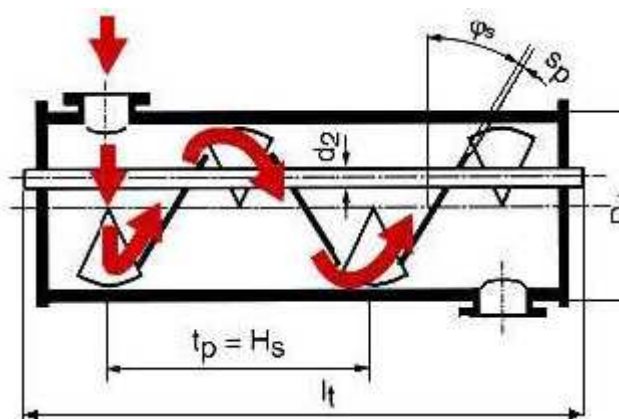
ОАО «Дзержинскимаш» обладает лицензией на изготовление кожухотрубчатых теплообменных аппаратов, разработанных АББ «ЛУММУС ХИТ ТРАНСФЕР», запатентованных как «Хеликсченджер». Принцип работы Теплообменник «Хеликсченджер» представляет собой кожухотрубчатый теплообменник с геликоидными перегородками в межтрубном пространстве. Каждая перегородка представляет собой приблизительно сегмент размером в одну четверть круга, с определенным углом наклона по отношению к осевой линии теплообменника. Следующие друг за другом перегородки расположены таким образом, чтобы создать в межтрубном пространстве условия непрерывного змеевикового потока с режимом, близким к поршневому. Преимущества По сравнению со стандартными кожухотрубчатыми теплообменниками с перпендикулярными сегментными

перегородками «Хеликсченджер» предлагает следующие преимущества:

- Увеличенный коэффициент теплопередачи / сокращенный выброс CO₂ вследствие измененного коэффициента перепада давлений;
- Возможное уменьшение сумм вложений;
- Сокращение загрязнения;
- Уменьшенная опасность вибраций и, вследствие этого, более высокая безопасность;
- Уменьшенная стоимость техобслуживания;
- Увеличенная продолжительность работы.



Обычный теплообменник



Теплообменник "Хеликсченджер"

Сфера применения

Теплообменники «Хеликсченджер» находят лучшее применение в сферах, где решающую роль играет коэффициент теплопередачи в межтрубном пространстве, а также в условиях, где особое внимание уделяется загрязнению межтрубной зоны теплообменника и перепаду давлений. В качестве среды для межтрубной зоны в виде однофазного или двухфазного потока могут выступать вещества от газа, обогащенного водородом, до воды или вязких жидкостей, обладающих высокой тенденцией к засорению межтрубного пространства. Возможна разработка теплообменников «Хеликсченджер» с кожухами по стандарту ТЕМА Е, J или специальными многоходовыми кожухами с многоходовыми трубными пучками. Данные теплообменники используются в нефтеперерабатывающей, нефтехимической и энергетической промышленности, для целлюлозно-бумажной и пищевой отраслей промышленности, к примеру:

- масляные теплообменники;
- газовые теплообменники;
- водоохладители;
- компрессорные добавочные охладители;
- газожидкостные теплообменники;
- сырьевые теплообменники реактора;
- конденсаторы;
- ребойлеры.

Теплообменники «Хеликсченджер» можно использовать как при разработке совершенно новых проектов, так и для модернизации существующих производств. В зависимости от предполагаемого уменьшения производственной площади и энергозатрат, более низкого перепада давлений и соответствующих вложений, будут оптимизированы новые конструкции.

По требованию можно провести сравнение с обычными (стандартными) конструкциями HTRI/HTFS. В целях реконструкции можно использовать имеющиеся кожухи, но заменить лишь трубный пучок, в результате увеличивая теплообменную способность и / или термический КПД с последующим снижением частоты проведения работ по техобслуживанию и ремонту, а в некоторых случаях и времени простоя оборудования. Потенциальные преимущества теплообменника «Хеликсченджер» в отношении производительности межтрубного пространства в теплообмене типа «вода-вода»:

- увеличение теплопередачи в 1,8 раза;
- снижение перепада давлений в 4,5 раза.

Запасные части к теплообменникам

На предприятии «Дзержинскимаш» производят запасные части к теплообменным аппаратам:

- змеевики из труб диаметром 16–32 мм;
- трубные пучки;
- линзовые компенсаторы – для компенсации температурных напряжений в аппаратах, работающих при разности температур более 40°C (теплообменники, трубопроводные системы и т.д.).

Теплообменные аппараты с витыми теплообменными элементами



Совместно с НПЦ «Анод» ОАО «Дзержинскиммаш» освоил принципиально новую запатентованную конструкцию теплообменной поверхности, которая по своим показателям значительно превосходит применяемые в настоящее время. К преимуществам конструкции относятся: простота, возможность объединения в модули; самокомпенсирующая способность к температурным расширениям позволяет повысить надежность и обеспечить плотность при длительной работе в условиях высокого давления и быстрой смены температур.

Одним из возможных вариантов является использование данной конструкции в качестве регенераторов и утилизаторов тепла в газотурбинных установках, применяемых при транспортировке газа. Теплоноситель, движущийся по межтрубному пространству при обтекании пучка трубок, разбивается на множество отдельных струек, которые частично закручиваются и постоянно перемешиваются между собой. Это приводит к интенсивному тепломассообмену между пограничным слоем и потоком. В то же время теплоноситель, движущийся в змеевиках, испытывает воздействие массовых сил, которые вызывают возникновение вторичных потоков в виде микровихрей, направленных от стенки змеевика, и увеличивают интенсивность тепломассообмена.

Применение промежуточного объединения теплообменных элементов в модули позволяет использовать трубы меньшего типоразмера. Надежность работы теплообменников обеспечена:

- применением термопластичной теплообменной поверхности в виде змеевика, что позволяет гарантировать самокомпенсацию температурных расширений теплообменных элементов при быстром разогреве и охлаждении теплообменного оборудования;

- действием давления подвержен только трубный пучок и коллекторы круглого сечения,

хорошо выдерживающие давление;

- ремонтпригодность теплообменников обеспечена секционированием теплообменной поверхности;
- применение одного типоразмера теплообменного элемента исключает неравномерность по ним температуры и расхода и, как следствие, напряжений в элементах трубной системы.

Условия работы рассчитаны на давление до 200 атмосфер, температуру до 600°C и циклическую нагрузку. Рабочие среды – любые жидкости и газы. В основе разработки используется принципиально новая конструкция теплообменной поверхности из змеевиков с малым радиусомгиба.

Типы теплообменных элементов



[Для заказа данного вида продукции Вам необходимо связаться с нашим отделом продаж.](#)

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ»

Теплообменники предназначены для нагрева и охлаждения сред в технологических процессах нефтяной, химической, нефтехимической, газовой и других отраслях промышленности. Теплообменники изготавливаются следующих исполнений:

- 1 с приварными двойниками;
- 2 со съёмными двойниками.

В теплообменниках применяются теплообменные трубы гладкие (Г). Поставляются с ответными фланцами, крепежом и прокладками.

Теплообменники могут эксплуатироваться в условиях макроклиматических районов с умеренным и тропическим климатом. Климатическое исполнение «У» и «Г», категория изделия 1, 2 и 3 по ГОСТ 15150.

Теплообменники рассчитаны на установку в географических районах сейсмичностью до 7 баллов по принятой в РФ 12-ти балльной шкале. Возможность эксплуатации в районах с сейсмичностью 7 и более баллов определяется расчетом на сейсмичность по СНиП 11-7-81 (с учетом конкретного типоразмера и схемы компоновки аппаратов).

Пример условного обозначения теплообменного аппарата при заказе.

Теплообменник труба в трубе однопоточный неразборный (ТТОН) со съёмными двойниками (исп. 2), с диаметром теплообменных и кожуховых труб $d/D = 57/108$ мм, на условные давления внутри и снаружи теплообменных труб $P_v/P_n = 6,3/4,0$ МПа, с гладкими теплообменными трубами (Г) длиной 6м, материального исполнения М1, климатического исполнения (У):

Теплообменник ТТОН-2-57/108-6,3/4,0 / 6-Г-М1-У ТУ 3612-014-00220302-99.

Теплообменник труба в трубе однопоточный разборный (ТТОР) с диаметрами теплообменных и кожуховых труб $d/D = 89/159$ мм, на условное давление внутри и снаружи теплообменных труб $P_v/P_n = 4,0/1,6$ МПа, с гладкими теплообменными трубами (Г) длиной 6м, материального исполнения М1, климатического исполнения (У):

Теплообменник ТТОР-89/159-4,0/1,6 / 6-Г-М1-У ТУ 3612-014-00220302-99.

Теплообменник труба в трубе многопоточный с 7-ью параллельными потоками (ТТМ7), с приварными двойниками (исп. 1), с диаметрами теплообменных и кожуховых труб $d/D = 48/89$ мм, на условные давления внутри и снаружи теплообменных труб $P_v/P_n = 1,6/1,6$ МПа, с гладкими теплообменными трубами (Г) длиной 6м, материального исполнения М1, климатического исполнения (Т):

Теплообменник ТТМ7-1-48/89-1,6/1,6 / 6-Г-М1-Т ТУ 3612-014-00220302-99.

Теплообменник труба в трубе разборный малогабаритный, однопоточный по трубному и кольцевому пространствам (ТТРМ1) с приварными двойниками (исп. 1) с диаметром теплообменных и кожуховых труб $d/D = 48/89$, на условное давление

внутри и снаружи теплообменных труб $R_b/P_n = 10/6,3$ МПа с гладкими теплообменными трубами (Г) длиной 6м, материальным исполнением М1, климатического исполнения (У):

Теплообменник ТТРМ1-1-48/89-10/6,3/6-Г-М1-У ТУ 3612-014-00220302-99.

При заказе теплообменников должен представляться опросный лист.

По требованию потребителя допускается:

принимать уменьшенный диаметр одного или нескольких штуцеров (увеличение диаметра штуцеров не допускается);

уплотнительную поверхность аппаратных фланцев и фланцев штуцеров выполнять «шип-паз» на $P_y < 4,0$ МПа; производить крепление труб в трубных решетках обваркой с развальцовкой (при отсутствии специального указания тип соединения труб с трубными решетками выбирает предприятие-изготовитель);

не устанавливать детали для крепления теплоизоляции. Заказ теплообменников с конструктивными вышеперечисленными изменениями должен производиться по форме, приведенной на стр. 48.

Примечание. Допускается изготавливать теплообменники на конкретные расчетные условия, приведенные в опросном листе с сохранением основных размеров и исполнений по материалу согласно условному обозначению заказанного аппарата. При этом массу теплообменника определяют, исходя из расчетных значений давления и температуры. Основные параметры теплообменных аппаратов приведены в таблице 2.3.1 на стр. 45.

Пределы применения по температуре по трубному и межтрубному пространству от минус 30°C до плюс 400°C для аппаратов типа ТТОР, ТТМ, ТТРМ от минус 30°C до плюс 300°C для аппаратов типа ТТОН.

Материальное исполнение основных сборочных единиц и деталей аппаратов описано в таблицах 2.3.2. и 2.3.3 на стр.43.

Рекомендации по применению и выбору теплообменных аппаратов типа «труба в трубе». Теплообменники типа ТТРМ

Разборные малопоточные теплообменники труба в трубе (ТТРМ) предназначены для относительно малых расходов рабочих сред.

Малопоточные теплообменники могут применяться для лабораторных и пилотных установок, а также в качестве мазутоподогревателей и маслоохладителей в различных отраслях промышленности.

Однопоточные теплообменники (ТТРМ1), в которых среда совершает 4 хода по трубному и кольцевому пространствам, предназначены для процессов конвективного теплообмена. Двухпоточные теплообменники (ТТРМ2), в которых среда совершает 2 хода, могут, кроме того, применяться и для процессов с конденсацией и испарением в трубном и кольцевом пространствах.

Аппараты однопоточные по трубному пространству и двухпоточные по кольцевому (ТТРМ 1/2) применяются в тех случаях, когда внутри теплообменных труб имеет место конвективный теплообмен, а снаружи процесс с конденсацией и испарением, например, в качестве парового подогревателя жидкого продукта.

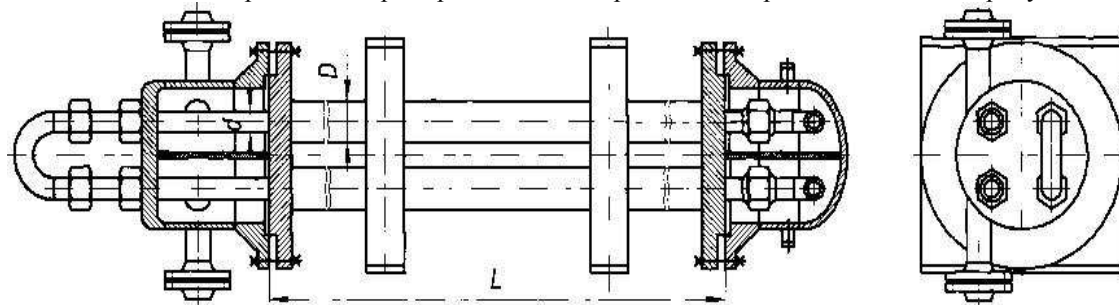


Рис. 2.3.1 Теплообменник труба в трубе разборный однопоточный по трубному и кольцевому пространству (ТТРМ1)

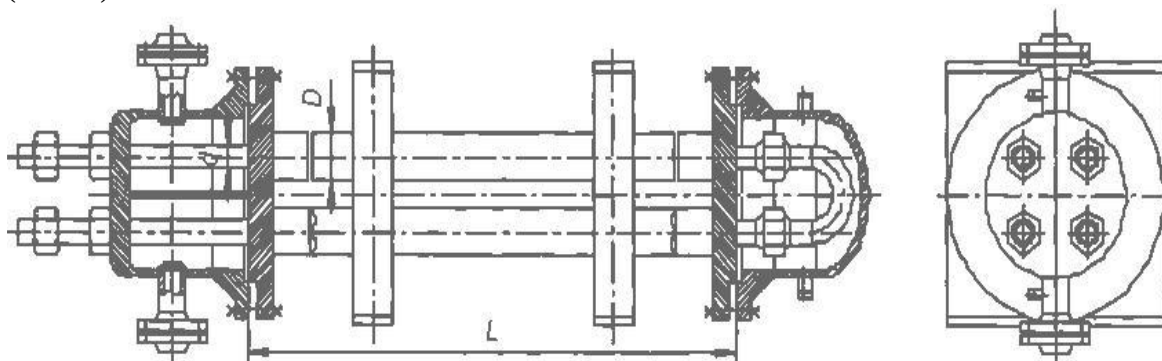


Рис. 2.3.2 Теплообменник труба в трубе разборный двухпоточный по трубному и кольцевому пространству (ТТРМ2)

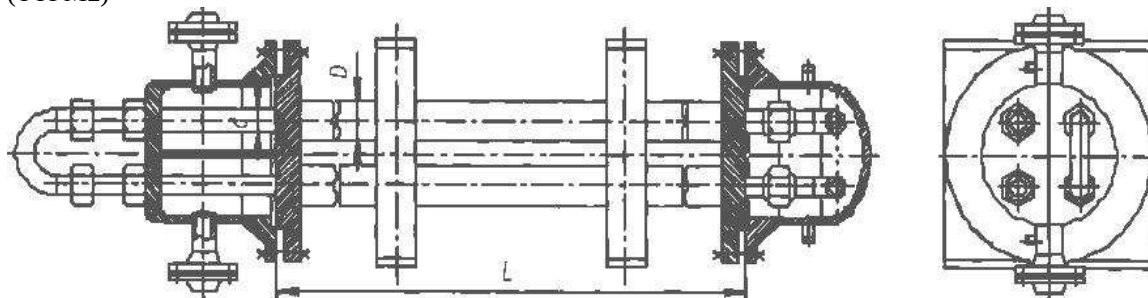


Рис. 2.3.3 Теплообменник труба в трубе разборный малогабаритный однопоточный по трубному и двухпоточный по кольцевому пространству (ТТРМ1/2)

Теплообменники типа ТТМ

Разборные многопоточные теплообменники труба в трубе (ТТМ) в отличие от однопоточных предназначены для относительно больших расходов рабочих сред (в случае жидких сред от 10 до 200 т/ч в трубном пространстве и от 10 до 300 т/ч в кольцевом пространстве). Изготавливаются ТТМ5, ТТМ7, ТТМ12, ТТМ22, ТМ31.

Многопоточные теплообменники могут применяться для процессов конвективного теплообмена «жидкость-жидкость», «газ-газ» и «жидкость-газ», а также для процессов теплообмена с частичной конденсацией или испарением рабочих сред.

Для грязных сред предпочтительными являются аппараты с трубами 57/108 мм. Конструкцией многопоточных разборных теплообменников предусмотрена возможность температурных удлинений теплообменных труб. Возможность температурных удлинений кожуховых труб конструкцией ограничена, поэтому перепад температур входа и выхода среды, проходящей через кольцевое пространство одного аппарата, не должно превышать 150°C.

Конструкция разборных многопоточных теплообменников обеспечивает возможность выемки теплообменных труб для их замены или механической очистки наружной поверхности от загрязнения.

При необходимости регулярной механической очистки внутренней поверхности теплообменных труб (без удаления) выбираются аппараты со съёмными двойниками на теплообменных трубах, то есть аппараты исполнения 2 и, следовательно, меньших типоразмеров (ТТМ5, ТТМ7).

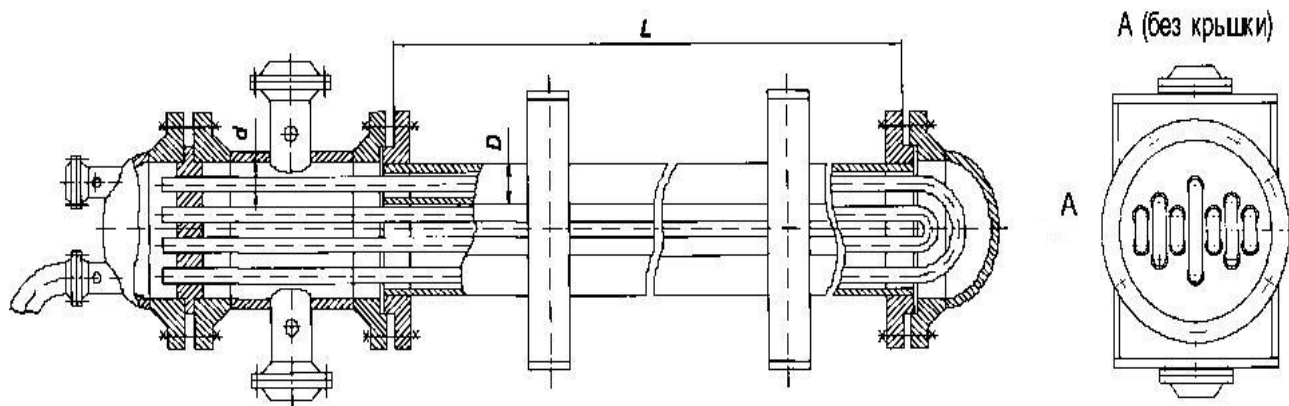


Рис. 2.3.4 Теплообменник труба в трубе многопоточный, исполнение 1 приварными двойниками

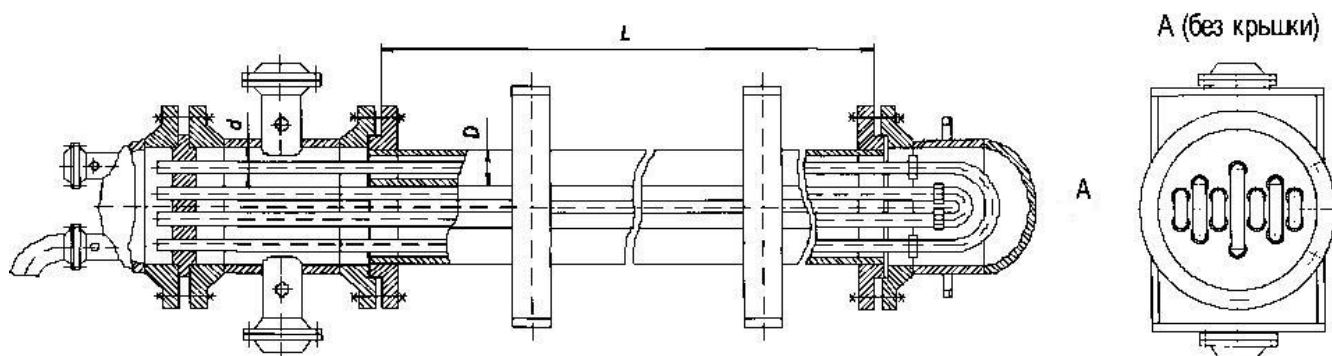


Рис. 2.3.5 Теплообменник труба в трубе многопоточный, исполнение 2 разъемными двойниками

Теплообменники ТТОР

Разборные однопоточные теплообменники труба в трубе (ТТОР) предназначены для загрязненных и склонных к значительным отложениям рабочих сред, а также для сред, несущих взвеси, то есть для таких технологических условий, когда не допускается разделение рабочей среды на параллельные потоки.

Аппараты предназначены для применения в различных очистных установках, сооружаемых с целью охраны окружающей среды, в том числе на установках обработки осадков сточных вод, в установках сжигания нефтешлама и для аналогичных условий работы в других областях промышленности, при расходах жидкостей в кольцевом и трубном пространствах от 2 до 60 т/ч.

Конструкцией аппаратов обеспечена возможность регулярной механической очистки внутренней поверхности теплообменных труб от загрязнений, а также возможность выемки теплообменных труб для их замены или механической очистки наружной поверхности.

Более загрязненная среда одним потоком проходит внутри теплообменных труб, совершая при этом четыре хода по трубному пространству. Менее загрязненная среда противотоком проходит снаружи теплообменных труб, совершая также четыре хода по кольцевому пространству.

Допускается выполнение аппарата двухходовым и, следовательно, двухпоточным по кольцевому пространству для тех случаев, когда это обусловлено условиями теплообмена (снаружи теплообменных труб - процесс теплообмена с испарением или конденсацией). Например, при использовании аппарата в качестве парового подогревателя загрязненного продукта. Конструкцией аппаратов предусмотрена возможность свободных температурных удлинений теплообменных труб. Возможность температурных удлинений кожуховых труб конструкцией однопоточных четырех ходовых по кольцевому пространству аппаратов ограничена, поэтому перепад температур входа и выхода среды, проходящей через кольцевое пространство аппарата, не должен превышать 150°C.

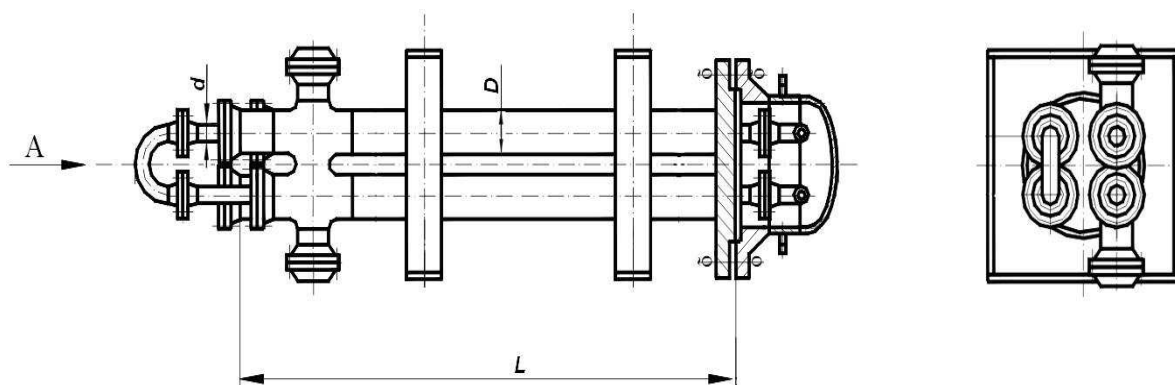


Рис. 2.3.6 Теплообменник труба в трубе однопоточный разборный (ТТОР)

Теплообменники типа ТТОН

Неразборные однопоточные теплообменники труба в трубе (ТТОН) предназначены для таких условий эксплуатации, когда среда, проходящая в кольцевом пространстве, не дает отложений, вызывающих необходимость механической очистки наружной поверхности теплообменных труб.

Аппараты с приварными двойниками (1 исполнение) предназначены для условий, когда среда трубного пространства также не требует механической очистки внутренней поверхности теплообменных труб. Аппараты со съемными двойниками (2 исполнение) наиболее пригодны для эксплуатации, вызывающих необходимость регулярной механической очистки внутренней поверхности теплообменных труб от загрязнений.

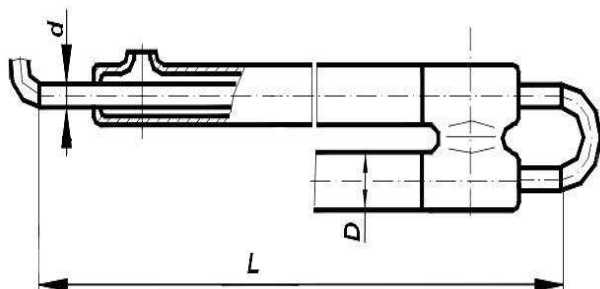


Рис.2.3.7 Теплообменник труба в трубе

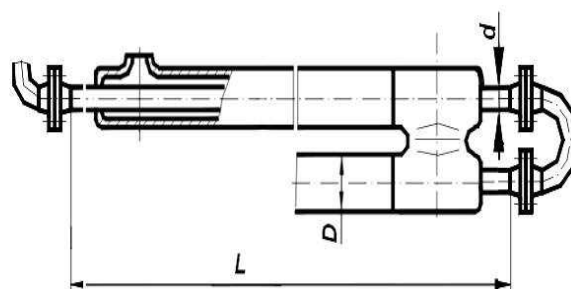


Рис.2.3.8 Теплообменник труба в трубеоднопоточный неразборный (ТТОН), однопоточный неразборный (ТТОН), исполнение 1 приварными двойниками исполнение 2 съемными двойниками

Все типы аппаратов могут компоноваться в секции из разного количества элементов и устанавливаться на рамах.

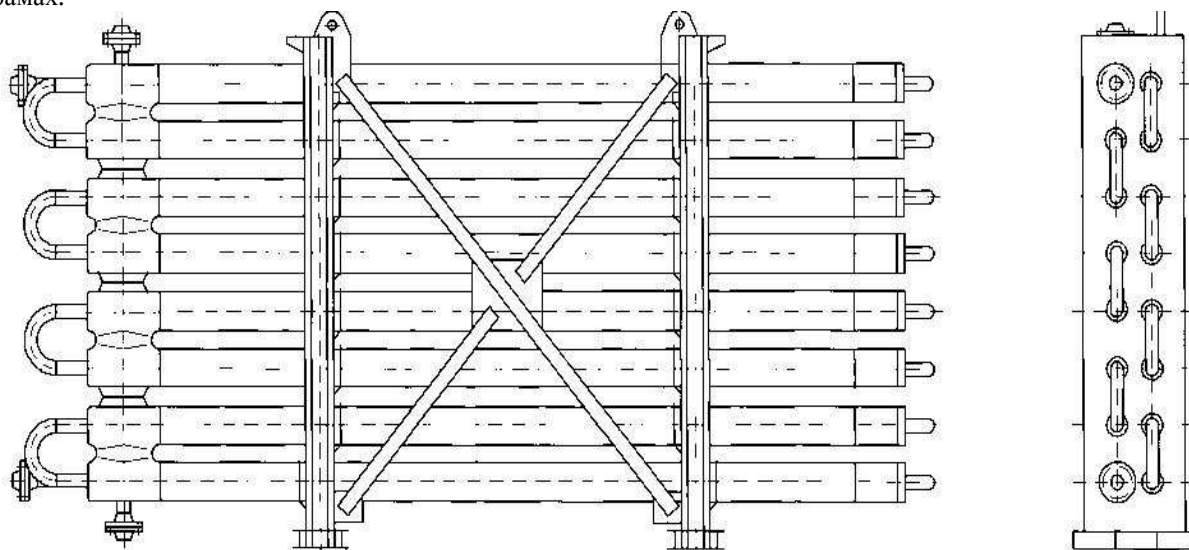


Рис.2.3.9 Пример компоновки элементов теплообменника труба в трубе однопоточного неразборного (ТТОН) в блок

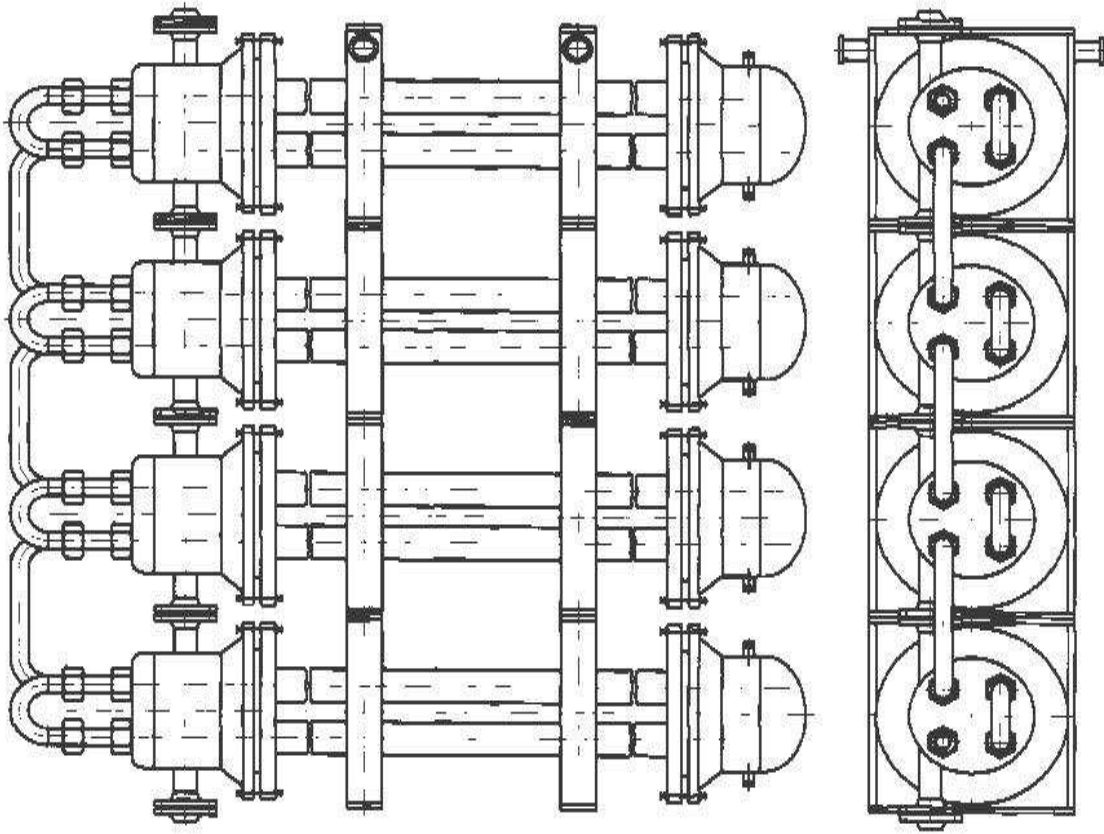


Рис.2.3.10 Пример компоновки элементов теплообменника труба в трубе разборного малогабаритного (ТТРМ) в блок

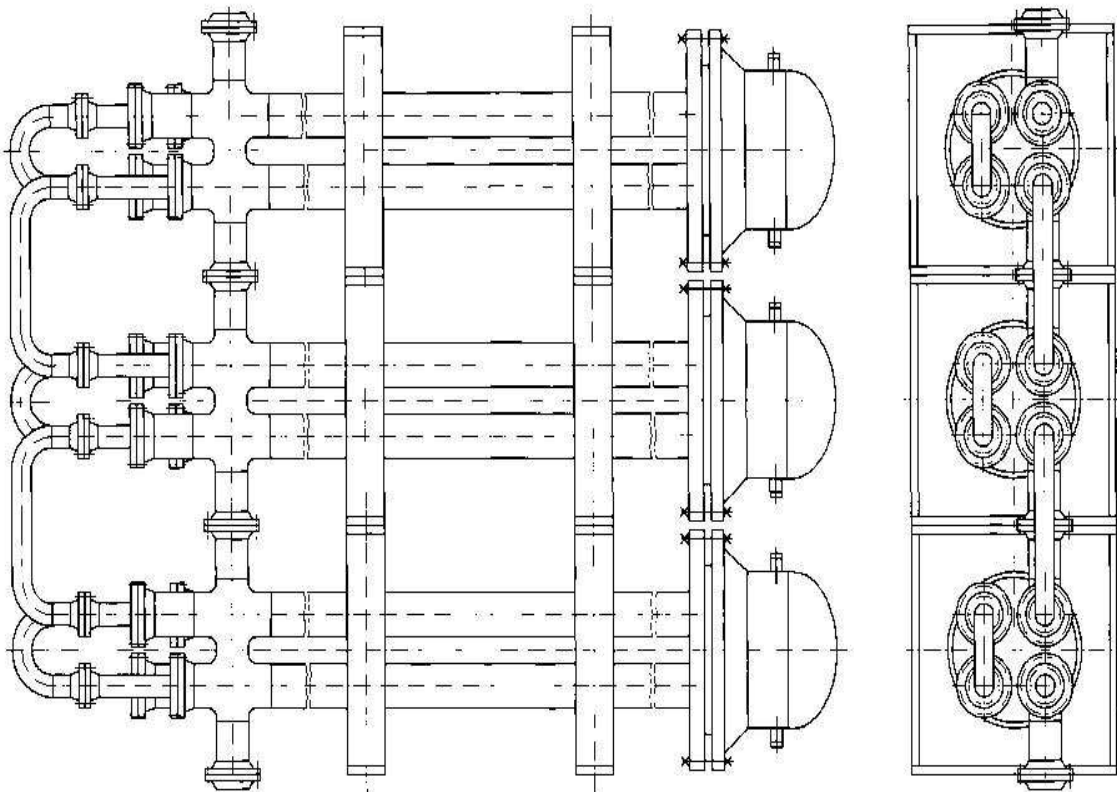


Рис.2.3.11 Пример компоновки элементов теплообменника труба в трубе однопоточного разборного (ТТОР) в блок

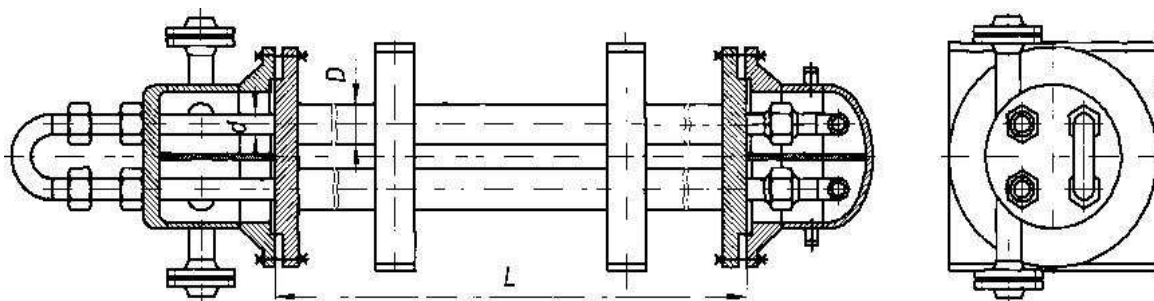


Рис.2.3.12 Пример компоновки элементов теплообменника труба в трубе многопоточного (ТТМ) в блок

Дрейцер Г.А.

О некоторых проблемах создания высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов

|| Источник: журнал "Новости теплоснабжения", №5, 2004, www.nts.ru

УДК 536.27+662.987

О некоторых проблемах создания высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов

Г.А. Дрейцер, Московский авиационный институт
(государственный технический университет)

Рассмотрены современные достижения в области интенсификации теплообмена в трубчатых теплообменных аппаратах. Сформулированы требования к высокоэффективным трубчатым поверхностям теплообмена. На примере теплообменных аппаратов систем отопления и горячего водоснабжения показано, что имеется полная возможность сделать трубчатые аппараты более компактными по сравнению с пластинчатыми. Представлен критический анализ современных методов оценки эффективности интенсификации теплообмена в каналах. Рассмотрены проблемы интенсификации теплообмена при кипении и конденсации теплоносителей, а также в условиях солеотложений. Представлены высокоэффективные конструкции трубчатых теплообменных аппаратов.

Ключевые слова

Теплообменный аппарат, труба, интенсификация теплообмена, кольцевые турбулизаторы, конвективный теплообмен, кипение, конденсация, солеотложение.

Условные обозначения

D_v , D_n – внутренний и наружный диаметры труб, м; d_k – диаметр кольцевых диафрагм, м; d_i – диаметр кольцевых канавок, м; d_0 – диаметр сердцевины шнека, м; d_e – эквивалентный диаметр, м; $E = Q / N$ – параметр эффективности, F – поверхность теплообменника, m^2 ; K – коэффициент теплопередачи, $Вт/м^2 K$; N – мощность на прокачку теплоносителя, $Вт$; Nu – число Нуссельта; Δp – потери давления, $Па$, Q – тепловая мощность, $Вт$; R – радиус, м; R_{cp} термическое сопротивление слоя солеотложений; $m^2 K/Вт$; Re – число Рейнольдса; S – шаг закрутки; S_n – шаг размещения труб в пучке; ΔT – перепад температур, K ; t – шаг размещения диафрагм в трубе, м; V – объем теплообмена аппарата, m^3 ; w – скорость, $м/с$; a – коэффициент теплообмена, $Вт/м^2 K$; b – произвольная постоянная с размерностью длины, принятая равной 1 м; χ – коэффициент гидравлического сопротивления. Индексы:

v – внутренний; gl – гладкий; n – наружный; eff – эффективный.

Введение

Теплообменные аппараты применяются в авиационной и космической технике, энергетике, химической, нефтеперерабатывающей, пищевой промышленности, в холодильной и криогенной технике, в системах отопления и горячего водоснабжения, кондиционирования, в различных тепловых двигателях. С ростом энергетических мощностей и объема производства все более увеличиваются масса и габариты применяемых теплообменных аппаратов. На их производство расходуется огромное количество легированных и цветных металлов.

Уменьшение массы и габаритов теплообменных аппаратов является актуальной проблемой. Наиболее перспективный путь решения этой проблемы – интенсификация теплообмена.

Опыт создания и эксплуатации различных тепломассообменных устройств показал, что разработанные к настоящему времени методы интенсификации теплообмена обеспечивают снижение габаритов и металлоемкости (массы) этих устройств в 1.5-2 раза и более по сравнению с аналогичными серийно выпускаемыми устройствами при одинаковой тепловой мощности и мощности на прокачку теплоносителей.

Исследования интенсификации теплообмена осуществляются в различных странах, причем в заметно возрастающем темпе. Необходимо отметить, что проведенные в бывшем СССР исследования внесли значительный вклад в решение этой проблемы, особенно в создание практически реализуемых методов интенсификации теплообмена. Достаточно вспомнить работы В. М. Антуфьева, В. М. Бузника, Г. И. Воронина, Е. В. Дубровского, Н. В. Зозули, Э. К. Калинина, В. К. Мигая, В. К. Щукина и многих других ученых. И только практической незаинтересованностью промышленности во внедрении высокоэффективных теплообменных

аппаратов и в экономии металла можно объяснить слабое внедрение отечественных разработок в народное хозяйство.

К настоящему времени предложены и исследованы разнообразные методы интенсификации конвективного теплообмена.

Применительно к течению однофазных теплоносителей используются турбулизаторы потока на поверхности, шероховатые поверхности и поверхности, развитые за счет оребрения, закрутка потока спиральными ребрами, шнековыми устройствами, завихрителями, установленными на входе в канал, подмешивание к потоку жидкости газовых пузырей, а к потоку газа – твердых частиц или капель жидкости, вращение или вибрация поверхности теплообмена, пульсации потока теплоносителя, воздействие на поток электростатических полей, отсос потока из пограничного слоя, струйные системы. Эффективность этих способов различна, в лучшем случае удастся увеличить теплоотдачу в 2-3 раза, но для разных способов интенсификации при существенно различных затратах энергии.

Интенсификация теплообмена при кипении обеспечивает не только рост теплоотдачи при пузырьковом и пленочном кипении, но и увеличение максимального теплового потока при пузырьковом и минимального при пленочном кипении, а также увеличение соответствующих критических температурных напоров, т. е. сдвиг кривой кипения в область более высоких температурных напоров и тепловых потоков. Необходимо отметить, что возможности интенсификации теплообмена при кипении гораздо большие, чем в однофазных потоках. Так, коэффициент теплообмена при пленочном кипении удастся увеличить до 10 раз, а критический тепловой поток – более чем в 3 раза. Наряду с турбулизаторами, закручивающими устройствами, оребрением для интенсификации теплообмена при кипении используют нанесение на поверхность тонких покрытий из низкотеплопроводного или пористого материала, устанавливают неизо термические ребра, используют шероховатые поверхности.

Для интенсификации теплообмена при конденсации предлагают турбулизаторы или ребра, разрушающие пленку конденсата, несмачиваемые покрытия, жидкие стимуляторы для создания капельной конденсации, закрутку потока или вращение поверхности теплообмена.

Высокоэффективным часто оказывается применение комбинированных методов интенсификации: комбинирование турбулизаторов с оребрением поверхности или с закруткой потока, использование закручивающих устройств при течении суспензий, при кипении – применение турбулизаторов с низкотеплопроводными покрытиями.

Необходимо отметить, что при выборе на практике того или иного метода интенсификации теплообмена приходится учитывать не только эффективность самой поверхности, но и ее универсальность для различных однофазных и двухфазных теплоносителей, технологичность изготовления поверхности, технологичность сборки теплообменного аппарата, прочностные требования, загрязняемость поверхности, особенности эксплуатации и т. д. Все эти обстоятельства существенно снижают возможности выбора одного из многочисленных исследованных методов интенсификации.

1. Современные конструкции трубчатых теплообменных аппаратов

Компактность аппаратов определяется диаметром применяемых труб и допустимыми шагами их размещения в трубной решетке, которая в свою очередь лимитируется уровнем технологии, достигнутым в соответствующих отраслях промышленности, соображениями удобства ремонта, очистки и эксплуатации. Все эти обстоятельства в итоге сформулировали уровень компактности теплообменных аппаратов, применяемых в различных областях техники.

В настоящее время в России в теплообменных аппаратах, работающих в химической промышленности, применяются трубы с наружным диаметром $D_n = 17-50$ мм, в энергетике $D_n = 16-50$ мм, в системах отопления и горячего водоснабжения с минимальным диаметром $D_n = 16$ мм, в судостроении $D_n = 10-12$ мм, в холодильной и криогенной технике $D_n = 6-8$ мм, в авиационной и космической технике $D_n = 2-4$ мм, величину шага размещения труб в пучке обычно выбирают в пределах $S_n / D_n = 1,27-1,5$, в редких случаях для особо компактных аппаратов S_n / D_n снижается до 1,2.

Конструктивные схемы аппаратов различаются незначительно: аппараты с продольным или поперечным омыванием межтрубного пространства, типа "труба в трубе" или со спиральными трубами. Для увеличения эффективности теплообмена в межтрубном пространстве применяется оребрение наружной поверхности труб: общие плоские ребра для пучка круглых или овальных труб, прямоугольные поперечные или продольные ребра, круглые ребра, многозаходные

спиральные ребра, проволочное оребрение. Ребра изготавливаются из меди, алюминия или других высокотеплопроводных материалов и обеспечивают увеличение поверхности теплообмена снаружи труб до 20 раз. Как правило, они гладкие, т. е. возможности роста теплоотдачи на них за счет дополнительной искусственной турбулизации потока не используются.

Широкое применение трубчатых теплообменников объясняется их значительно меньшей стоимостью и простотой изготовления по сравнению с пластинчатыми аппаратами, а также возможностью работы при более высоких температурах и давлениях. Но трубчатые аппараты проигрывают в компактности, а также в ряде случаев из-за трудности очистки межтрубного пространства. Поэтому в последние годы намечается тенденция к замене трубчатых теплообменников на пластинчатые. Это хорошо видно на примере широко используемых в нашей стране теплообменных аппаратов систем отопления и горячего водоснабжения. Разработанные фирмой Альфа Лаваль пластинчатые разборные аппараты примерно в 3 раза менее габаритны по сравнению с соответствующими производимыми в настоящее время трубчатыми аппаратами при той же производительности. И хотя при этом пластинчатые аппараты стоят примерно втрое дороже, они неизбежно вытеснят из практики трубчатые аппараты.

2. Метод оценки эффективности интенсификации теплообмена в каналах

Следует отметить, что во многих исследованиях по интенсификации теплообмена либо вообще не обращается внимание на эффективность изучаемых методов, либо применяются непригодные для практики методы оценки. Как правило, в публикациях по интенсификации теплообмена стали сравнивать полученные результаты в виде зависимостей между отношениями $Nu / Nu_{г\lambda}$ и $x / x_{г\lambda}$ или оценивать эффективность исследованного метода интенсификации параметром $(Nu / Nu_{г\lambda}) / (x / x_{г\lambda})$, естественно, обращая особое внимание на те результаты, когда этот параметр больше единицы.

Хотелось бы обратить внимание на то, что возможность получения опережающего роста теплоотдачи относительно повышения гидравлического сопротивления по сравнению с аналогичным гладким каналом представляет большой научный интерес, но не всегда приводит к наиболее эффективной интенсификации теплообмена. Известно [1], что наиболее просто оценить эффективность применения интенсификации теплообмена, сравнивая объемы или поверхности теплообмена двух теплообменных аппаратов, изготовленных из поверхности с интенсификацией теплообмена и без нее, при одинаковых тепловых мощностях и мощностях, затрачиваемых на прокачку теплоносителя (при одинаковых расходах теплоносителя это означает, что сравниваемые аппараты будут иметь одинаковые потери давления). Если сравниваемые каналы имеют одинаковые диаметры, если при определении поверхности теплообмена и скорости потока в канале с турбулизаторами не учитывать наличие турбулизаторов и если в рассматриваемом канале коэффициент теплообмена намного меньше, чем на другой стороне теплообменника, то отношения объемов сравниваемых аппаратов при турбулентном течении теплоносителя

$$\frac{V}{V_{г\lambda}} = \frac{(\xi / \xi_{г\lambda})_{Re}^{0.4}}{(Nu / Nu_{г\lambda})_{Re}^{1.4}}, \quad (1)$$

где отношения $(\xi / \xi_{г\lambda})_{Re}$ и $(Nu / Nu_{г\lambda})_{Re}$ берутся при одинаковых числах Рейнольдса, в данном случае для теплообменника с интенсификацией теплообмена. Как видно из (1), интенсификация эффективна, если $(x / x_{г\lambda}) < (Nu / Nu_{г\lambda})^{3.5}$. Оптимум $V / V_{г\lambda}$ не соответствует оптимуму величин $(Nu / Nu_{г\lambda}) / (x / x_{г\lambda})$. С учетом (1) и будем рассматривать различные методы интенсификации теплообмена.

В [2] ставится под сомнение предлагаемый в [1] метод. Авторы [2] считают, что конкретные значения параметров $F / F_{г\lambda}$ или $V / V_{г\lambda}$ должны быть лишь следствием принципиальной задачи проектирования теплообменного аппарата – получения максимального значения $E/E_{г\lambda}$, где $E = Q / N$, $E_{г\lambda} = Q_{г\lambda} / N_{г\lambda}$. Более того, авторы [2] считают, что до их предложения в литературе вообще отсутствует конкретное сопоставление теплогидравлических качеств теплообменников «на основе единого разумного критерия» и что в [2], вероятно, впервые сформулированы условия рациональной интенсификации теплообмена в технике. Возражая авторам [2], необходимо отметить, что предлагаемые ими оптимальные значения параметров турбулизаторов не обеспечивают максимальное уменьшение $F / F_{г\lambda}$ или $V / V_{г\lambda}$. Например, для исследованных в [1] размещенных в трубах кольцевых турбулизаторов с $d_v / D_v = 0,96-0,98$, $t / D_v = 0,5-1$, как предлагается в [2], получаем $V / V_{г\lambda} = 0,7-0,8$, в то время как согласно [1] в этих трубах можно

получить $V / V_{\text{гл}} = 0,48-0,5$ при $d_B / D_B = 0,93-0,95$ и $t / D_B = 0,25-1$, хотя при этом $(Nu / Nu_{\text{гл}})_{\text{Re}} < (x / x_{\text{гл}})_{\text{Re}}$, т.е. при параметрах $E/E_{\text{гл}} < 1$.

В [3] предложен новый обобщающий метод сравнения эффективности поверхностей, названный методом эффективных параметров. Метод основан на использовании в качестве условия сравнения равенство эффективных чисел Рейнольдса

$$\text{Re}_{\text{эф}} = \left(\frac{1}{4} \frac{\xi}{Mu} \frac{\beta}{d_e} \right)^{1/3} \text{Re}. \quad (2)$$

Для сравниваемых поверхностей более эффективной будет та, которая имеет большее значение эффективное число Нуссельта

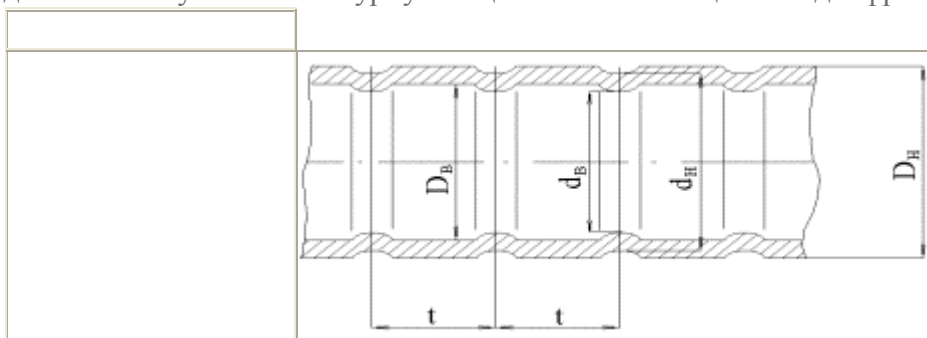
$$Nu_{\text{эф}} = Nu \frac{\beta}{d_e}. \quad (3)$$

В последнее время возникает интерес к применению термодинамических методов для оценки эффективности работ теплообменных аппаратов и, в частности, интенсификации теплообмена. В работе В. Зимпарова [4] получена конкретная методика сравнения. Он предлагает сравнивать суммарные изменения энтропии в теплообменниках при совершении в них необратимых процессов теплообмена и преодоления потоком гидравлического сопротивления. Если интенсификация теплообмена эффективна, суммарное изменение энтропии в аппаратах с интенсификацией будет меньше, чем в аппарате с гладкими поверхностями.

Следует отметить, что при сравнении различных методов, интенсификация теплообмена оценки эффективности по методикам [1, 3, 4] дают качественно одинаковые результаты.

3. Выбор рационального метода интенсификации теплообмена при течении газов и жидкостей в трубах

Как показывают многочисленные данные, из всех известных методов интенсификации теплообмена в трубах наибольшее внимание как эффективным и технологически реализуемым уделяется искусственной турбулизации потока кольцевыми диафрагмами.



В качестве примера эффективной искусственной турбулизации потока рассмотрим метод, разработанный в Московском авиационном институте применительно к трубчатым теплообменным аппаратам [1].

Рис.1. Труба с кольцевыми турбулизаторами

Сущность предложенного метода заключается в следующем. На наружной поверхности трубы накаткой наносятся периодически расположенные кольцевые канавки (рис. 1).

При этом на внутренней стороне трубы образуются кольцевые диафрагмы с плавной конфигурацией. Кольцевые диафрагмы и канавки турбулизируют поток в пристеночном слое и обеспечивают интенсификацию теплообмена снаружи и внутри труб. При этом не увеличивается наружный диаметр труб, что позволяет использовать данные трубы в тесных пучках и не менять существующей технологии сборки теплообменных аппаратов.

Разработанная БНИИМЕТМАШ технология накатанных труб несложна, допускает использование стандартного оборудования;

Разработанные трубы с кольцевыми турбулизаторами применимы для аппаратов, работающих на газах и жидкостях, при кипении и конденсации теплоносителей, т. е. обладают необходимой для практического применения универсальностью. Кроме того, этим трубам характерна пониженная

загрязняемость. Таким образом, трубы с кольцевыми турбулизаторами удовлетворяют всем требованиям, необходимым для их широкого практического использования.

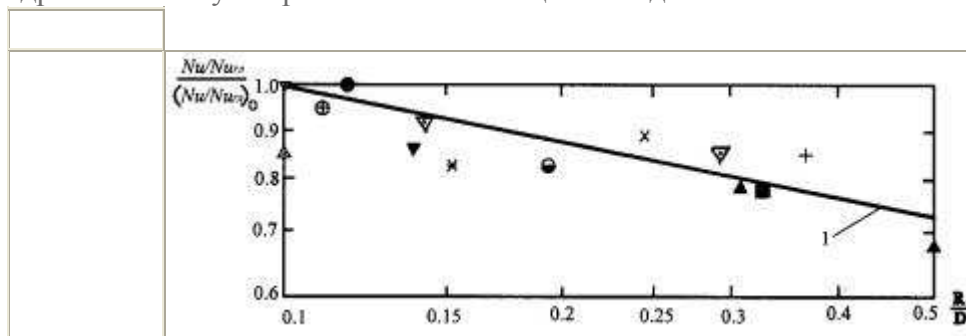
Следует отметить, что именно в этих трубах была впервые обнаружена признанная в качестве научного открытия неизвестная ранее закономерность изменения теплоотдачи на стенках каналов с дискретной турбулизацией потока при вынужденной конвекции, заключающейся в том, что в определенном диапазоне размеров и расположений турбулизаторов рост теплоотдачи больше роста гидравлического сопротивления по сравнению с аналогичным гладким каналом [5]. Использование практически реализуемого соотношения $(Nu / Nu_{г\lambda}) > (x / x_{г\lambda})$ позволяет при заданных значениях тепловой мощности и гидравлического сопротивления теплообменника уменьшить не только объем аппарата, но и площадь его поперечного сечения.

При течении в этих трубах воздуха были получены максимальные значения интенсификации теплообмена $Nu / Nu_{г\lambda} = 2.65, 2.82, 3.12$, соответственно при $Re = 10^4, 10^5, 4 \times 10^5$. По данным [6] эти данные близки к рассчитанным предельным значениям интенсификации теплообмена в трубах за счет турбулизации потока $Nu / Nu_{г\lambda} = 4.09$ и 3.39 при $Pr=0.7$ и $Re=10^4$ и 10^5 соответственно, т. е. резервы дальнейшего увеличения интенсификации теплообмена рассмотренным методом небольшие.

Применение данного метода интенсификация теплообмена позволяет в 1,5-2 раза уменьшить объем теплообменного аппарата при неизменных значениях тепловой мощности и мощности на прокачку теплоносителей.

В последнее время были поставлены новые экспериментальные и расчетные исследования по влиянию геометрической формы турбулизаторов на интенсификацию теплообмена [7, 8]. Геометрическую форму сечения кольцевых турбулизаторов-диафрагм можно представить в виде сегмента радиусом R (рис.1). Представленные в [1] расчеты зависимостей были получены при примерно одинаковых значениях относительных $R / D_B \gg 0,1$. В то же время на практике применяются диафрагмы более плавной формы (с большими значениями параметров R / D_B). Результаты приведенных экспериментальных исследований представлены на рис.2. Увеличение радиуса закруглений диафрагм приводит к уменьшению коэффициентов теплообмена и гидравлического сопротивления при постоянстве других параметров, определяющих эффективность интенсификации теплообмена ($Re, d_B / D_B, t / D_B$).

С разбросом, не превышающем $\pm 10\%$, получены опытные данные по теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению обобщаются единой зависимостью:



а)

б)

Рис.2. Влияние радиуса закругления кольцевых турбулизаторов на гидравлическое сопротивление (а) и теплообмен (б) в трубах.

Различными точками показаны данные разных авторов: 1- по уравнению (4).

$$\frac{(Nu / Nu_{г\lambda})}{(Nu / Nu_{г\lambda})_0} = \frac{(\xi / \xi_{г\lambda})}{(\xi / \xi_{г\lambda})_0} = \frac{0,631}{(R / D_B)^{0,2}}, \quad (4)$$

справедливой для $R / D_B = 0,1-0,5$ и упомянутых в [1] диапазонах $d_B / D_B = 0,88-0,98$; $t / D_B = 0,25-2,5$; $Re = 10^4-4 \times 10^5$. Здесь $(Nu / Nu_{г\lambda})_0$ и $(\xi / \xi_{г\lambda})_0$ определены по приведенным в [1] расчетным формулам и таблицам для $R / D_B = 0,1$.

Полученные зависимости позволяют с предельной точностью проводить расчет теплообмена и гидравлического сопротивления в трубах с практически любыми формами турбулизаторов, полученных накаткой.

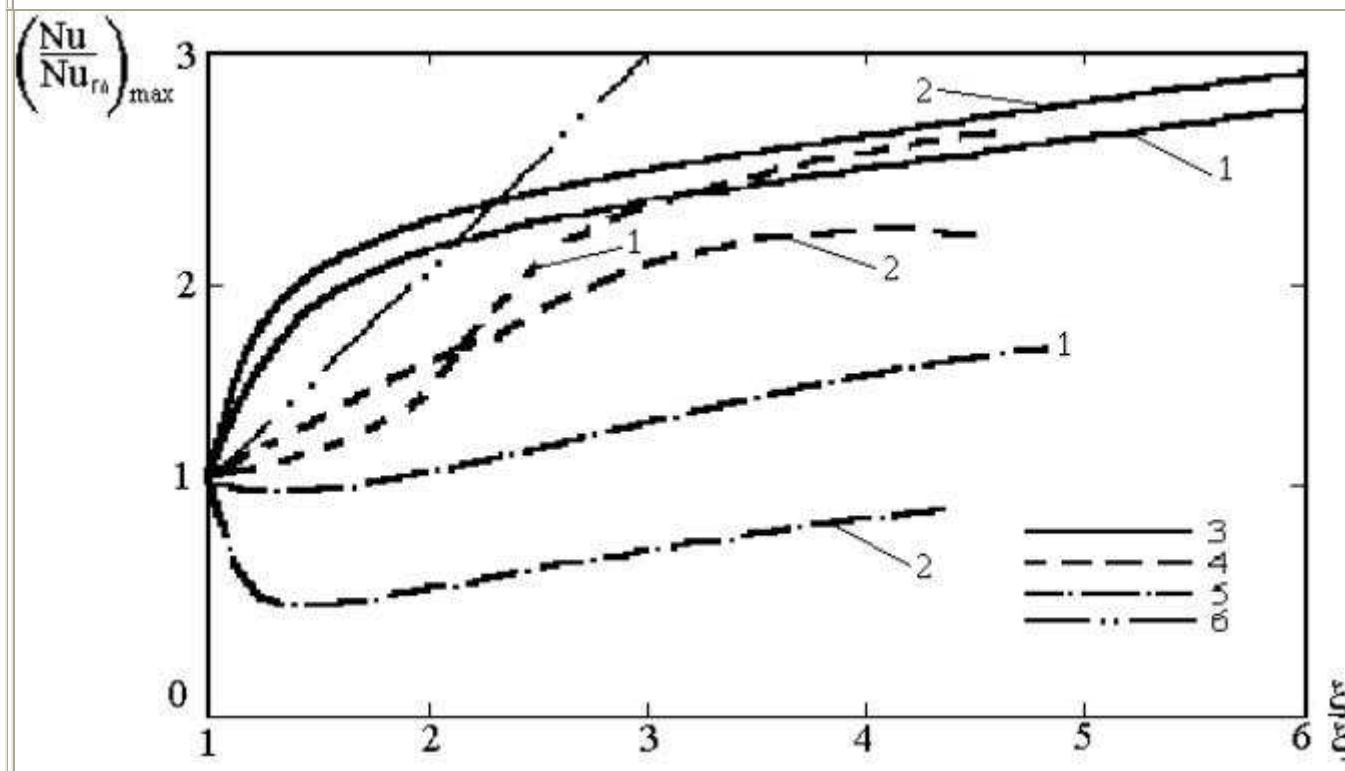
В [9] были детально рассмотрены имеющиеся данные [10] по интенсификации теплообмена в трубах благодаря непрерывной закрутке потока, которая может быть обеспечена с помощью скрученных лент или шнековых вставок, расположенных по всей длине трубы. В отличие от местной закрутки она технологически проще и обеспечивает большее увеличение средней теплоотдачи, так как степень закрутки потока по длине канала не уменьшается. Однако при этом растет и гидравлическое сопротивление вследствие дополнительных потерь давления на трение на поверхности ленты или шнека.

При $Re=10^4$ закрученная лента дает $\alpha / \alpha_{гл} = 2.34-1.8$ и $x / x_{гл} = 4.05-2.5$, что позволяет получать уменьшение объема аппарата $V / V_{гл} = 0.53 - 0.64$. С ростом Re эффективность ленточных вставок существенно падает: для $Re=10^5$ получено $\alpha / \alpha_{гл} = 1.88-1.49$, $x / x_{гл} = 5.55-1.65$, что дает $V / V_{гл} = 0.822-0.70$. Следует отметить, что ни при каких значениях чисел Re и шагах закрутки ленты не удалось получить $\alpha / \alpha_{гл} \geq x / x_{гл}$, т. е. опережающего увеличения коэффициента теплообмена по сравнению с ростом гидравлического сопротивления.

Применение кольцевых турбулизаторов позволяет в характерном для теплообменных аппаратов диапазоне изменения чисел $Re=10^4-10^5$ обеспечить стабильное увеличение теплоотдачи в 2.3-2.43 раза при росте гидравлического сопротивления в 3.8-4.15 раза, что дает возможность получить $V / V_{эл} = 0.52-0.5$ или уменьшение объема аппарата в 1.95-2 раза (опережающий рост теплоотдачи в таких трубах достигается при больших значениях $d_0 / D_0 = 0.97-0.98$, при этом $V / V_{эл} = 0.5-0.6$). Таким образом, эффективность интенсификации с помощью ленточных вставок при $Re=10^4$ несколько ниже, а при $Re=10^5$ существенно ниже, чем эффективность интенсификации теплообмена кольцевыми турбулизаторами.

Эффективность шнековых вставок значительно ниже ленточных. Даже при минимальных значениях $d_0 / D_0 = 0.33$ и $\delta / D_0 = 0.05$ для шагов закрутки $S / D_0 \cong 4-12$ получается $\alpha / \alpha_{гл} = 1.75-1.16$ и $x / x_{гл} = 4.74-2.64$ при $Re \cong 10^4$ и $\alpha / \alpha_{гл} = 0.88-0.58$ и $x / x_{гл} = 3.4-1.38$ при $Re \cong 10^5$. При этом для $Re=10^4$ $V / V_{эл} = 0.84-1.19$, а для $Re=10^5$ $V / V_{эл} = 1.9-2.67$.

Таким образом, незначительное повышение эффективности ($V / V_{эл} < 1$) можно получить только при $S / D_0 = 4$ и $Re < 10^4$. С ростом Re и S / D_0 величина $V / V_{эл} > 1$, т. е. применение шнековых вставок дает отрицательный результат, поскольку ухудшает параметры теплообменных аппаратов. Еще менее эффективными оказываются шнековые вставки с большими относительными диаметрами сердцевин шнека d_0 / D_0 и большими толщинами ребер шнека δ / D_0 .



К сожалению, на факт уменьшения теплообмена в трубе со шнеками по сравнению с трубой без шнека ($\alpha < \alpha_{гл}$) исследователи не обратили внимания. По-видимому, такой результат был получен

вследствие существенного снижения степени турбулентности потока из-за дополнительных затрат энергии на трение потока на поверхности шнека.

Весьма наглядно сопоставление эффективности рассмотренных методов интенсификации представлено на рис.3, где показаны зависимости максимального увеличения теплоотдачи при допуске увеличении гидравлического сопротивления. Видно, что в практически интересном диапазоне чисел Re применение кольцевых турбулизаторов обеспечивает большее увеличение коэффициентов теплообмена и поэтому более эффективно.

Рис. 3. Максимальное увеличение теплоотдачи $(Nu / Nu_{гл})_{\max}$ при допустимом увеличении гидравлического сопротивления $\chi / \chi_{гл} = 1$ – $Re = 10^4$; 2 – $Re = 10^5$; 3 – кольцевые турбулизаторы [1]; 4 – скрученная лента [9]; 5 – шнек [9]; 6 – $Nu / Nu_{гл} = \chi / \chi_{гл}$.

Все приведённые выше данные для винтовых вставок получены при плотном прилегании их к внутренним стенкам труб. Если же между вставками и трубой появляется кольцевой зазор, эффективность интенсификации теплообмена заметно уменьшается [10]. Другие методы закрутки (спиральные каналы, закрутка потока на входе в канал, витые трубы, спиральные проволоочные вставки, спиральные или продольные ребра внутри труб) менее эффективны, чем рассмотренные выше. Также менее эффективны такие методы, как организация пульсаций потока, использование шероховатых поверхностей.

Поэтому применение кольцевых диафрагм предпочтительно в трубах как наиболее эффективный метод.

4. Выбор эффективных методов интенсификации теплообмена в продольно омываемых пучках труб

Как описывалось выше, применение круглых труб с кольцевыми диафрагмами оказывается весьма эффективным при течении теплоносителя внутри труб. Однако образующиеся при накатке диафрагм внутри труб кольцевые канавки снаружи труб могут обеспечить существенную интенсификацию теплообмена в межтрубном пространстве только для тесных пучков труб $S_n / D_n \leq 1,2$, практически редко применяемым. Поэтому в тех случаях, когда коэффициент теплоотдачи по обеим сторонам теплообменника соизмеримы или когда они спереди трубы меньше, чем внутри, необходима также интенсификация теплообмена в межтрубном пространстве.

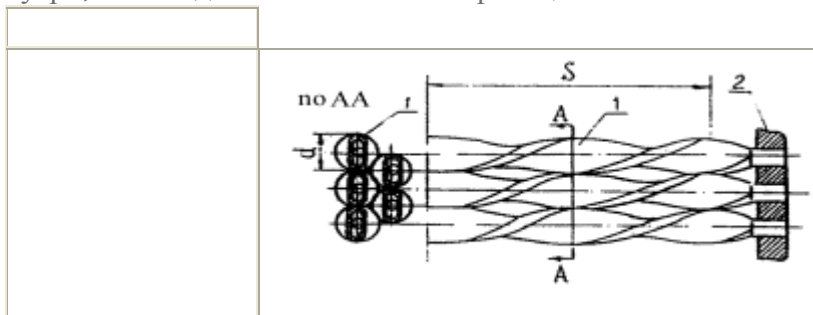
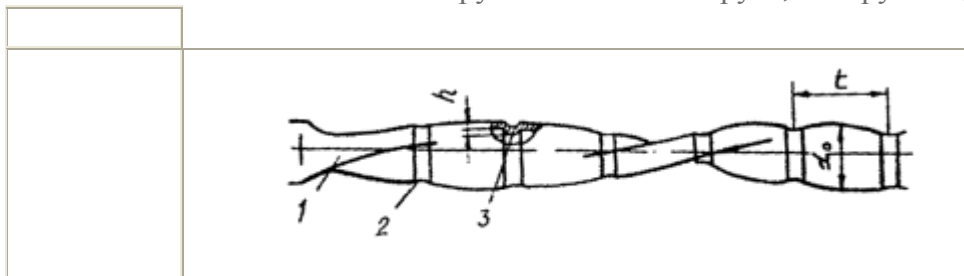


Рис. 4. Теплообменник с витыми трубами. 1 – витая труба; 2 – трубная доска.



Обычно некоторую интенсификацию дают различные дистанционирующие устройства, устанавливаемые в межтрубном пространстве. На наш взгляд, более эффективным является применение плотноупакованных пучков витых труб (рис.4) [11, 12]. Наибольший эффект дает применение витых труб с накатанными на них поперечными канавками снаружи и выступами внутри (рис.5). Эти трубы позволили до 2,5 раз увеличить коэффициент теплопередачи в широком диапазоне изменения отношения коэффициентов теплообмена снаружи и внутри труб.

Рис. 5. Витая труба овального профиля с поперечными канавками: 1- труба; 2- канавки; 3- диафрагмы

Внутри этих труб коэффициент теплопередачи возрастает до 2,4-2,5 раза, а снаружи при продольном обтекании пучка на 30-50%. Хорошие результаты дает применение перехода с продольного обтекания межтрубного пространства на винтообразное (например, с помощью спиральных перегородок фирмы АВВ (рис.6) [13].

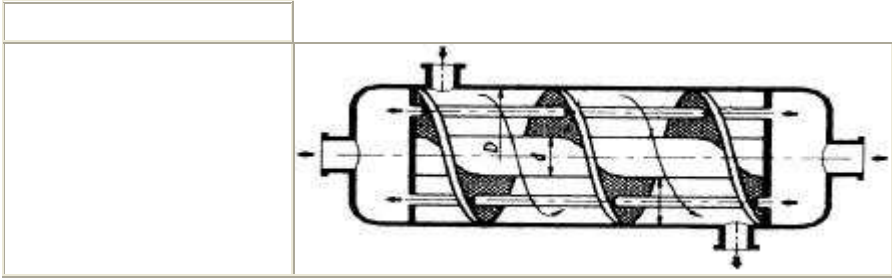


Рис.6.Трубчатый аппарат со спиральной вставкой в межтрубном пространстве

При этом используются преимущества поперечного обтекания пучков труб по сравнению с продольным и удастся избежать неизбежные дополнительные потери давления на повороты потока между ходами и плохообтекаемые участки пучков труб, свойственные аппаратам с многоходовым поперечным обтеканием межтрубного пространства. По данным фирмы АВВ при этом удастся повысить коэффициент теплообмена в 2.6 раза по сравнению с продольным обтеканием пучка при одинаковом гидравлическом сопротивлении межтрубного пространства. Замена обычного блока опорных перегородок на винтовую перегородку, в лопастях которой сделаны отверстия для прохода пучка труб, реализует практически поперечное обтекание пучка труб, обеспечивает отсутствие застойных зон, участков с продольным омыванием труб и с торможением, поворотом и разгоном потока. Аналогичные результаты получены в [14].

5. Эффективные трубчатые теплообменные аппараты для систем отопления и горячего водоснабжения

В настоящее время для систем отопления и горячего водоснабжения применяются теплообменные аппараты, состоящие из латунных труб диаметром $D_n / D_v = 16/14$ мм, причем эти трубы, как правило, являются гладкими. Такие аппараты не могут выдержать конкуренцию с пластинчатыми аппаратами.

Переход на трубы вдвое меньшего диаметра (с $\varnothing 16$ мм на $\varnothing 8$ мм), что технически вполне выполнимо, использование имеющихся методов интенсификации теплообмена (круглых и витых труб с кольцевыми турбулизаторами, спиральных перегородок фирмы АВВ) позволяет в 3,5-5,5 раз уменьшить объем аппаратов. Результаты соответствующих расчетов, выполненных для водоводяного подогревателя завода САТЭКС, состоящего из 19 гладких труб длиной $l = 2$ м, а также имеющих тот же объем и вдвое большую поверхность аппаратов, состоящих из труб $\varnothing 8/7$ мм, соответственно гладких, круглых с кольцевой накаткой, витых труб с диафрагмами, и круглых труб с накаткой и спиральной перегородкой в межтрубном пространстве, представлены в таблице. Там же представлены данные для пластинчатого теплообменника фирмы Альфа Лаваль, имеющего близкие к рассмотренным аппаратам вес и габариты.

Расчет проведен для стандартных условий: скорость воды в трубах и межтрубном пространстве $w = 1$ м/с, температурный напор $\Delta T = 10$ К, средних температур горячей и холодной воды соответственно 75°C и 65°C .

Как видно из таблицы, выпускаемый трубчатый аппарат примерно в 2 раза менее эффективен, чем пластинчатый. Переход на трубы $\varnothing 8/7$ мм делает его вполне сопоставимым с пластинчатым даже при отсутствии какой-либо интенсификации теплообмена. Интенсификация теплообмена увеличивает в 1,3-2,2 раза тепловую мощность аппарата и делает ее в 1,9-3,1 раза больше, чем для пластинчатого аппарата.

Таблица. Эффективность водо-водяных подогревателей

	трубчатые					пластинчатые
	1	2	3	4	5	6

Поверхность теплообмена блока, F	м ²	3,58	7,16	7,16	7,16	7,16	5
Коэффициенты теплопередачи, K	Вт/м ² К	2259	3336	4580	5326	7470	3425
Тепловая мощность аппарата, Q	кВт	98,7	239	328	381	539	171
Потери давлен. по хол. стороне Δp_x	м.в.ст.	1	1	3,6	3,2	3,4	1
Вес аппарата, G	кг	140	143,5	143,5	143,5	150	157
Габаритный объем, V	м ³	0,229	0,229	0,229	0,229	0,229	0,245
Отношение коэффициентов теплопередачи трубчатого и пластинчатого аппаратов		0,660	0,974	1,337	1,51	2,18	1
Отношение тепловых мощностей трубчатого и пластинчатого аппаратов		0,472	1,40	1,92	2,23	3,15	1

Обозначения: 1-подогреватель САТЭКС, $\varnothing$ 16/14мм, 19 гладких труб; 2- $\varnothing$ 8/7 мм, 76 труб гладких; 3- $\varnothing$ 8/7 мм, 76 круглых труб с кольцевыми диафрагмами; 4- $\varnothing$ 8/7 мм, 76 витых труб с поперечными диафрагмами; 5- $\varnothing$ 8/7 мм, 76 круглых труб с кольцевыми диафрагмами; спиральная перегородка в межтрубном пространстве; 6- пластинчатый аппарат Альфа Лаваль – модель М6- MFG .

Таким образом, имеется полная возможность сделать трубчатые аппараты конкурентоспособными и даже более компактными по сравнению с пластинчатыми. Опыт производства таких аппаратов (с диаметром труб $\varnothing$ 8 мм) имеется, например, в судостроительной промышленности, и он уже используется в ООО Теплообмен (г. Севастополь) для производства аппаратов систем отопления и горячего водоснабжения.

Следует отметить, что даже при сохранении диаметра используемых труб $\varnothing$ 16 мм применение интенсификации теплообмена позволяет получить коэффициент теплопередачи $K=3030-5100$ Вт/м²К и тепловую мощность, составляющую 0,63-1,08 от мощности пластинчатого теплообменного аппарата, т.е. сделать их конкурентоспособными.

6. Интенсификация теплообмена при кипении

Перечисленные выше методы интенсификации теплообмена при кипении и получающиеся при этом результаты рассмотрены в [1, 15, 16]. Наилучшие результаты для интенсификации теплообмена при пленочном кипении и для расширения областей пузырькового кипения дает применение кольцевых турбулизаторов, низкотеплопроводных покрытий и струйных систем.

7.Интенсификация теплообмена при конденсации

Из всех исследованных способов интенсификации теплообмена при конденсации, по-видимому, наилучшие результаты обеспечивают упомянутые выше трубы с кольцевыми турбулизаторами (см. рис. 1). Как показано в [1], при конденсации пара на наружной поверхности горизонтальных труб коэффициент теплообмена увеличивается в 1.8-2.65 раза, причем тем больше, чем глубже канавки, чем меньше их шаг и чем меньше радиус закругления выступающих частей труб. При конденсации пара на наружной поверхности вертикальных труб интенсификация ниже: она составляет 1.3-1.5 для неподвижного пара и 1.9-2.8 для движущегося пара.

Поскольку данные трубы одновременно существенно интенсифицируют теплоотдачу и внутри труб (в рассматриваемых опытах до 2—2.5 раза), применение их позволяет в целом уменьшить объем конденсаторов в 1.5-2 раза, что значительно лучше других методов. Например, использование продольно накатанных труб или труб с проволочным продольным оребрением позволяет в лучшем случае увеличить коэффициент теплообмена в 1.4-1.6 раза, а применение профильных витых труб дает возможность увеличить коэффициент теплообмена всего на 15%, а гидравлическое сопротивление возрастает при этом на 40-60%.

Следует отметить, что коэффициент теплообмена при конденсации пара на вертикальных трубах с кольцевыми канавками может быть значительно повышен наклоном труб на 3-5° или наклонным размещением кольцевых диафрагм.

8. Солеотложения в трубах с турбулизаторами

Весьма актуальной считается проблема снижения загрязнений на поверхностях теплообмена. Использование охлаждающей воды, содержащей соли временной жесткости, приводит к выпадению их в осадок на поверхностях теплообмена при повышении температуры охлаждающей воды. В последние годы значительно возрос интерес к исследованию возможности снижения солеотложений на поверхностях теплообмена с помощью искусственной турбулизации. Весьма

эффективными оказались трубы с кольцевыми турбулизаторами, что подтверждено специально проведенными экспериментами при обтекании водой повышенной жесткости наружной и внутренней поверхностей труб (рис. 1) с различными параметрами турбулизаторов [17]. Скорость воды изменялась в пределах 0.1-1.5 м/с, температура 50-90°C, длительность эксперимента до 360 ч. В результате этих опытов были получены зависимости термического сопротивления слоя солеотложений R_{ϕ} , снаружи и внутри труб от параметров турбулизаторов, скорости воды, времени.

Наличие турбулизаторов в 3-5 раз снижает солеотложения на обеих поверхностях труб, причем зависимость R_{ϕ} от времени имеет асимптотический характер, через 100-150 ч значение R_{ϕ} становится постоянным.

Отложения в трубах с турбулизаторами тем меньше, чем больше высота диафрагм или глубина канавок, чем меньше шаг их размещения. Характерно, что при течении воды повышенной жесткости (до 20 мг $\times$ экв/л) в трубах с диафрагмами за 100 ч работы коэффициент теплообмена упал не более чем на 10%, а гидравлическое сопротивление почти не изменилось. Для гладкой трубы за это время коэффициент теплообмена упал на 30%, а сопротивление выросло на 25%. Поэтому эффективность труб с турбулизаторами увеличивается при наличии солеотложений. Если при их отсутствии коэффициент теплообмена увеличивается в 1-2.5 раза, то через 300 ч работы при наличии солеотложений это отношение возрастет до 3.5-5.

Проведенные эксперименты показали, что поскольку солеотложения снаружи и внутри труб с турбулизаторами значительно меньше, чем в гладких, это позволяет при использовании таких труб обеспечить устойчивую работу теплообменных аппаратов без специальных мероприятий по очистке поверхностей.

Выводы

К сожалению, объем доклада не позволяет остановиться на других достаточно эффективных способах интенсификации теплообмена (струйные системы, пористые и низкотемпературные покрытия, методы интенсификации теплообмена в пластинчатых теплообменниках, пучках оребренных труб).

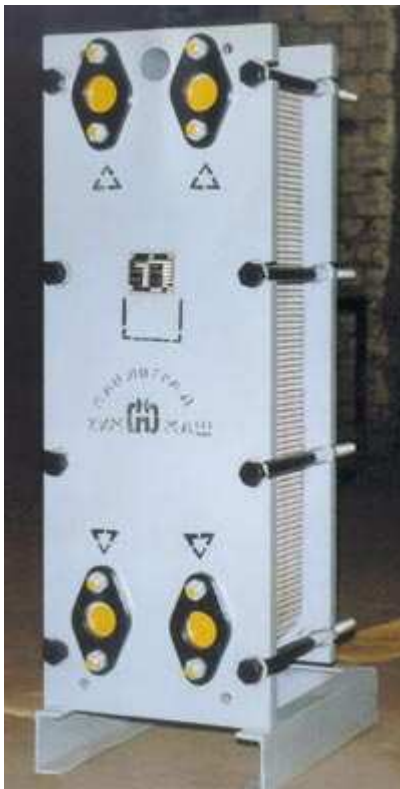
Однако даже ознакомление с приведенными результатами показывает, что имеются хорошо исследованные и технологически просто реализуемые достаточно эффективные методы интенсификации теплообмена в каналах теплообменных аппаратов. Реализация этих методов позволяет существенно снизить металлоемкость современных теплообменных аппаратов, повысить их эксплуатационную надежность.

Работа выполнена в соответствии с Государственной программой поддержки ведущих школ РФ (Грант НШ-1350.2003.2) и при поддержке РФФИ (Грант 02-02-16293) и МО РФ (Грант Т.02-01-2-1142).

Литература

1. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. *Интенсификация теплообмена в каналах*. М.: Машиностроение, 1990. 200с.
2. Гортышов Ю.Ф., Олишников В.В., Попов И.А. *Эффективность промышленно эффективных интенсификаторов теплопередачи (Обзор. Анализ. Рекомендации)* // Известия РАН, Энергетика. 2002. №3. С.102-118.
3. Дрейцер Г.А., Дзюбенко Б.В., Якименко Р.И. *Интенсификация теплообмена и анализ методов сравнения теплогидравлической эффективности теплопередающих поверхностей*. //Труды Второй Российской национальной конференции по теплообмену. – М.: МЭИ. 1998. Т.6. С.99-102.
4. Zimparov V.D. Extended performance evaluation criteria for heat transfer surfaces: Heat transfer through ducts with constant wall temperatures //Int. J. Heat Mass Transfer. 2000. v.43. No17. P.3137-3150.
5. Диплом на научное открытие № 242 СССР. *Закономерность изменения теплоотдачи на стенках каналов с дискретной турбулизацией потока при вынужденной конвекции* / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, С.А. Ярхо и др. Открытия, изобретения. 1981. № 35.
6. Дрейцер Г.А., Лобанов И.Е. *Предельная интенсификация теплообмена в трубах за счет искусственной турбулизации потока* //ИФЖ. 2003. Т.76, №1. С.46-51.
7. Дрейцер Г.А., Мякочин А.С. *Влияние геометрической формы турбулизаторов на эффективность интенсификации конвективного теплообмена в трубах* // Теплоэнергетика. 2002. №6. С.57-59.

8. Дрейцер Г.А., Исаев С.А., Лобанов И.Е. Расчет конвективного теплообмена в трубах с периодическими выступами // Проблемы гидродинамики и теплообмена в энергетических установках. М.: Изд. МЭИ. 2003. Т.1. С.57-60.
9. Дрейцер Г.А. Эффективность использования закрутки потока для интенсификации теплообмена в трубчатых теплообменных аппаратах // Теплоэнергетика. 1997. №11. С.61-65.
10. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. М.: Машиностроение. 1980. 240с.
11. Дрейцер Г.А. Проблемы создания компактных трубчатых теплообменных аппаратов // Теплоэнергетика. 1995. №3. С.11-18.
12. Дрейцер Г.А., Мякочин А.С., Неверов А.С. и др. Испытания новых конструкций промышленных высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов // Труды Второй Российской национальной конференции по теплообмену. М.: МЭИ. 1998. Т.6. С.103-106.
13. Chinangad R.S., Master B.I., Thome J.R. Helixchanger Heat Exchanger: Single – Phase and Two-Phase Enhancement // Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries. New York, Wallingford (UK). Begell House, Inc. 1999. P.471-477.
14. Осипов М.И., Олесевиц Р.К., Олесевиц К.А. Экспериментальное и численное исследование теплообменных аппаратов шинкового типа // Труды Второй Российской национальной конференции по тепломассообмену. М.: МЭИ. 2002. Т.6. С.159-162.
15. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Конн И.З. и др. Эффективные поверхности теплообмена. М.: Энергоатомиздат. 1998. 400с.
16. Dreitser G.A. Modern problems of cryogenic heat transfer and its enhancement (Generalization of experimental results. Practical recommendations and different applications) // Low Temperature and Cryogenic Refrigeration. Dordrecht, Boston, London. Kruger Academic Publications. 2003. P.201-220.
17. Дрейцер Г.А. Исследования солеотложений при течении воды с повышенной карбонатной жесткостью в каналах с дискретными турбулизаторами // Теплоэнергетика. 1996. №3 С.30-35.



ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Предназначены для осуществления процессов теплопередачи между различными рабочими средами — жидкость-жидкость, пар-жидкость, пар+газ-жидкость, газ-газ, в технологических линиях химической, нефтехимической, пищевой промышленности, а также в системах теплоснабжения и горячего водоснабжения городов, взамен скоростных водо-водяных и паро-водяных подогревателей.

Теплообменники работают при давлении от 0,002 до 1,6 МПа (от 0,02 до 16 кгс/см²) и температуре рабочих сред от -20 °С до +150 °С.

Материал теплопередающих пластин: 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т, 06ХН28МДТ, 08Х18Н10, титан.

Материал уплотнительных прокладок: резиновые смеси на основе бутадиен-стирольных, нитрильных, фторированных и этиленпропилендиеновых каучуков.

Преимущество пластинчатых теплообменных аппаратов перед кожухотрубчатыми:

использование производственных площадей в 2-3 раза меньше требуемой для установки трубчатого теплообменника равной производительности;

высокий коэффициент теплопередачи $K=1900-5000 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}^\circ$ при относительно небольшой разности давлений, что позволяет избежать дополнительных расходов на приобретение мощных

насосов;

минимальный перепад температур между теплоносителями может достигать 1-20 °С;

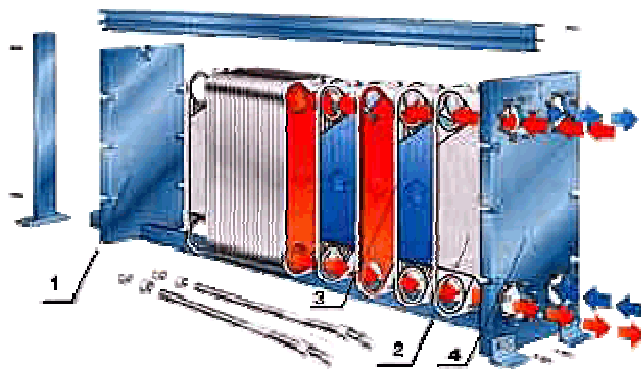
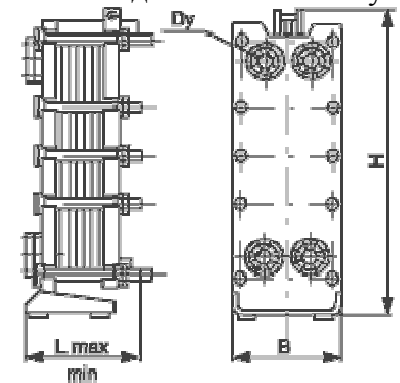
поверхность аппарата изменяется добавлением или снятием соответствующего количества теплопередающих пластин;

не требует теплоизоляции, тепловые потери практически отсутствуют;

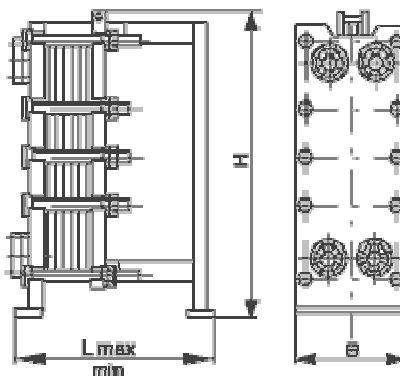
пониженная склонность к загрязнениям теплопередающей поверхности;

малый внутренний объем заполнения теплоносителями;

надежность в эксплуатации.



- 1 - плита нажимная;
- 2 - теплопередающая пластина;
- 3 - уплотнительная прокладка;
- 4 - плита неподвижная.

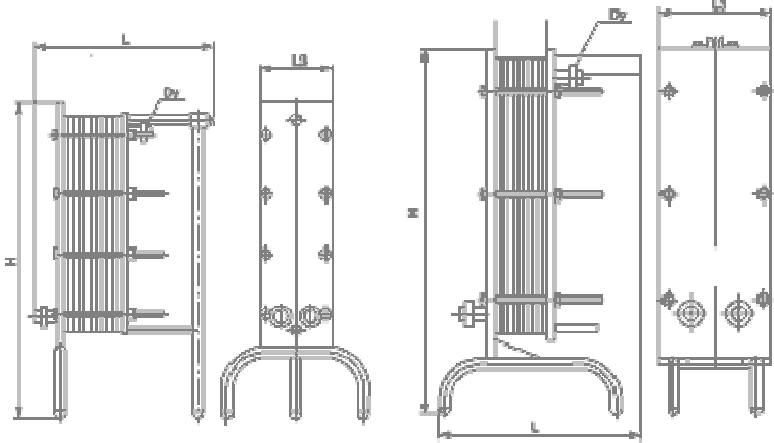


СВАРНЫЕ ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Тип аппарата	Максимальная поверхность теплообмена аппарата, F м ²	Рабочее давление P МПа	Длина L , мм	Высота, H , мм	Ширина B , мм	Масса аппарата, кг
N1,0-100-1,6	100	1,6	1020	1945	1635	2891

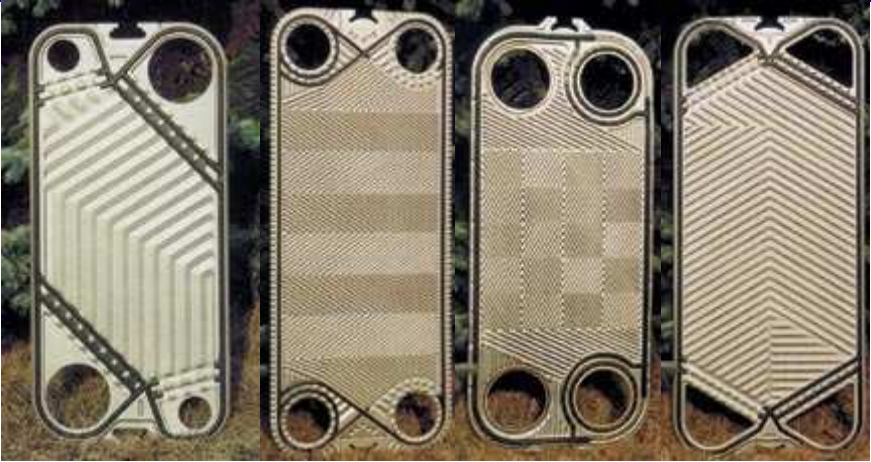


ТЕПЛООБМЕННИКИ ДЛЯ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ



Характеристики теплообменных аппаратов для пищевой промышленности.

Тип аппарата	Поверхность теплообмена аппарата F , м ² min-max	Производительность, л/час	Рабочее давление P , МПа	Условный проход D_u , мм	L, мм		H, мм	L3, мм	Масса аппарата, кг
					min	max			
P 0,07-F-1,0-1	0,5-5	10000	1,0	32	400	620	1070	245	66-127
P 0,2M-F-0,4-1	3,6-8	3000/5000	0,4	50	465	635	1355	418	258-323
P 0,2M-F-0,4-2	10-25	5000/10000	0,4	50	1035	1540	1350	418	312-317
P 0,65-F-1,0-2	31,5-160	-	1,0	150	925	2415	1865	775	1213-2561



На базе пластинчатых теплообменников с пластиной 0,07; 0,21; 0,35; 0,4; 0,53; 0,65 м² изготавливаются теплообменные аппараты для нагрева - охлаждения молока и жидких молочных продуктов, соков, пива, вина, минеральных вод и др.

Для расчета и выбора пластинчатого теплообменника необходимо заполнить опросный

лист и направить его в наш адрес

[СКАЧАТЬ ОПРОСНЫЙ ЛИСТ](#)

Высокоэффективное оребрение теплообменных труб



Описание - Получение оребрения может быть реализовано как на обычных токарных станках, так и на специализированной установке высокой производительности

• Область применения оребрения теплообменных труб

Теплообменные аппараты промышленных холодильных, кондиционирующих, криогенных установок, теплообменники для химической промышленности и тепловых станций.

• Основные преимущества оребрения теплообменных труб

- ☐ значительное повышение тепловой эффективности по сравнению с оребрением, полученным накаткой (наибольший эффект - при испарительно-конденсационном теплообмене);
- ☐ снижение металлоемкости и габаритов теплообменных аппаратов в 1,3...3,0 раза
- ☐ простота управления геометрическими параметрами оребрения;
- ☐ возможность получения оребрения на тонкостенных трубах;
- ☐ возможность получения теплообменных поверхностей в виде ребер и шипов;
- ☐ высокая производительность, безотходность, простой инструмент;
- ☐ экологическая чистота процесса, отсутствие смазочных жидкостей;
- ☐ возможность реализации технологии как на обычных токарных станках, так и на специальной установке высокой производительности.

В настоящее время ведутся работы по получению внутреннего и двустороннего оребрения на трубах

Основные технические характеристики

Диаметр трубной заготовки, мм	6 - 30
Длина трубной заготовки, м	до 6
Исходная толщина стенки трубной заготовки, мм	от 1,0
Материал трубной заготовки	медь, латунь, медно-никелевые сплавы, алюминий, титан, низкоуглеродистые и нержавеющей стали
Минимальная остаточная толщина стенки трубы, мм	0,3
Высота ребер, мм	для меди до 7 шагов оребрения, но

	не более 1,3 толщины стенки исходной трубы
Шаг оребрения, мм	0,2 - 2
Ширина межреберного зазора, мм	0,01 - 1,5
Увеличение площади поверхности теплообмена, раз	до 12
Производительность на установке оребрения труб, м/мин	3,0...5,0
Производительность оребрения на обычном токарном станке, м/мин	0,3...1,0