

ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ, ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ ОСНОВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ORC-КОНТУРА (ОБЗОР)¹

© 2024 г. И. С. Антаненкова^a, *, Ю. А. Геллер^a, М. М. Виноградов^a,
Е. А. Горбунова^a, Д. С. Писарев^a, В. И. Кузнецов^a

^aНациональный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

*e-mail: antanenkovais@mail.ru

Поступила в редакцию 20.02.2024 г.

После доработки 14.03.2024 г.

Принята к публикации 27.03.2024 г.

Представлены результаты поиска и систематизации информации о типовых конструктивных решениях для основных теплообменных аппаратов установок с низкикипящим рабочим веществом. Органический цикл Ренкина (organic Rankine cycle – ORC) широко признан в качестве технологии преобразования отходящего (сбросного) тепла в электрическую энергию. Ежегодно в мире отмечается прирост установленной мощности эксплуатируемых коммерческих ORC-электростанций и их суммарной мощности. При этом варианты конструктивного исполнения основных теплообменных аппаратов (подогревателя, испарителя-перегревателя, конденсатора, регенеративного теплообменника) не являются общедоступными и каталогизированными: сведения о них фирмами-производителями не разглашаются, данные литературных источников ограничены и разрознены. Авторами настоящей статьи предпринята попытка систематизировать имеющуюся информацию и на основе анализа мирового и отечественного опыта промышленного производства сформировать представление о возможных технических решениях для тепломассообменных установок, которые могут быть предложены в качестве прототипов рассматриваемых аппаратов. При этом поиск подобных решений был сосредоточен прежде всего на аппаратах, применяемых в холодильной промышленности, традиционных паротурбинных энергетических установках и современных системах вентиляции и кондиционирования. Рассмотрены преимущества и недостатки таких аппаратов. Представлены результаты сравнительного анализа их конструктивного исполнения, мощностного ряда, эксплуатационных особенностей, а также возможного влияния этих факторов на работу ORC-установки в целом. Изучены и описаны приведенные в литературных источниках и проверенные на практике подходы к выбору теплообменного оборудования ORC-установок.

Ключевые слова: органический цикл Ренкина, ORC-установка, конструкция, парогенератор, испаритель, конденсатор, регенеративный теплообменник, коэффициент теплоотдачи, холодильная техника, теплоноситель, термомасло, фреон, обременение

DOI: 10.56304/S0040363624700103

Применение низкикипящих рабочих веществ (фреонов) актуально для двух перспективных в России технологий ресурсосберегающей энергетики: производства тепловой энергии с помощью тепловых насосов и электрической энергии установками, работающими по органическому циклу Ренкина. Несмотря на существенные различия в назначении и принципах работы этих установок, общими для них являются концепция полезной утилизации отходящего (сбросного) тепла (выделение которого характерно для многих промышленных и технологических процессов), действие

механизмов и устройств, а также наличие процессов кипения и конденсации фреонов в основных аппаратах установок [1].

Закономерно, что определение главных критериев и технических решений при оптимизации конструкции аппаратов для одной из этих технологий повлечет за собой решение проблем и для другой. Однако наиболее актуально и значимо решение указанной проблемы именно для ORC-установок ввиду их бурного развития за последнее десятилетие.

Традиционная двухконтурная ORC-установка включает в себя следующее теплообменное оборудование: парогенератор типа “термомасло – фреон”, регенеративный теплообменник типа

¹ Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского научного фонда (грант № 23-79-10074).
<https://rscf.ru/project/23-79-10074/>

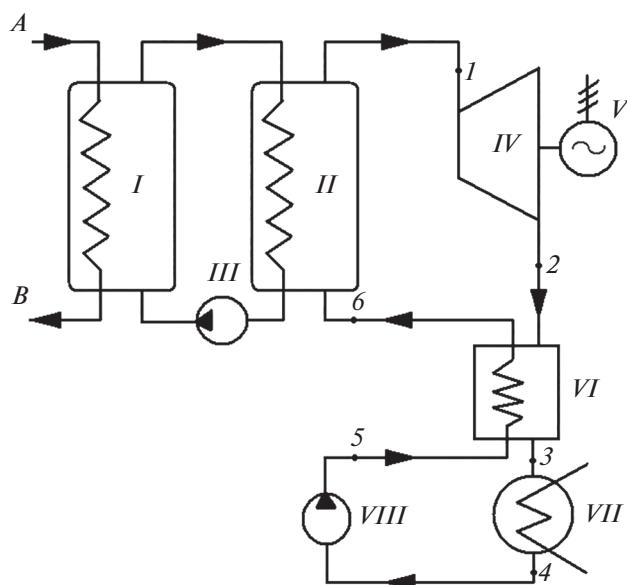


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема типовой ORC-установки.

I – термомасляный котел-утилизатор; *II* – фреоновый парогенератор; *III* – термомасляный насос; *IV* – фреоновая турбина; *V* – электрогенератор; *VI* – регенеративный теплообменник; *VII* – водяной (воздушный) конденсатор; *VIII* – питательный насос; *A, B* – вход и выход потока для отвода тепла. Точки 1–6 соответствуют точкам на *T, s*-диаграмме (см. рис. 2)

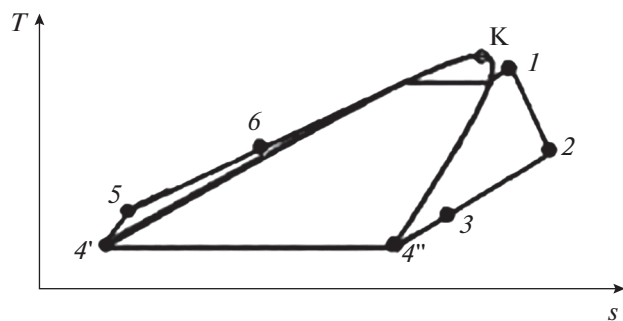


Рис. 2. Докритический цикл на низкокипящем рабочем веществе, реализуемый во втором контуре ORC-установки (с учетом необратимых потерь в насосе и расширителе).

1–2 – расширение пара во фреоновой турбине; 2–3 – охлаждение пара в регенеративном теплообменнике; 3–4', 4'–4'' – охлаждение и конденсация пара в водяном (воздушном) конденсаторе; 4'–5 – сжатие жидкости питательным насосом; 5–6 – нагрев жидкости в регенеративном теплообменнике; 6–1 – нагрев жидкости, испарение и перегрев пара в ФПГ; К – критическая точка

“фреон – фреон”, конденсатор типа “фреон – вода” или “фреон – воздух” (рис. 1).

“Нулевой” контур представляет собой тепловую установку (или промышленный техно-

логический процесс, для которого понятие “контур” не всегда применимо), обеспечивающую непрерывный поток низкопотенциальной (сбросной) тепловой энергии, которую возможно полезно использовать.

Первый контур – термомасляный – состоит из котла-утилизатора, насоса и парогенератора. Благодаря такой схеме главные агрегаты ORC-установки могут быть перенесены из технологической зоны основного производства и размещены в удобном месте. При утилизации сбросного тепла высокой температуры применение промежуточного термомасляного контура позволяет избежать локального перегрева и воспламенения органического вещества второго контура установки. Как правило, в ORC-системах температура нагрева масла от источника тепла не превышает 310°C, хотя термостойкость некоторых из них может достигать 400°C.

Воспринимая тепло масляного контура во фреоновом парогенераторе (ФПГ), как правило, состоящем из подогревателя (на рис. 1 не показан как отдельный элемент) и испарителя-перегревателя, низкокипящее органическое вещество второго контура поступает в турбодетандер (фреоновую турбину), где расширяется, совершая полезную работу, и далее отдает избыток тепла в регенеративном теплообменнике. Затем рабочее вещество цикла охлаждается и конденсируется в водяном (воздушном) конденсаторе, после чего закачивается питательным насосом сначала в регенеративный теплообменник, а затем в парогенератор (рис. 2).

Благодаря своим термодинамическим и эксплуатационным преимуществам по сравнению с традиционными паротурбинными ТЭС, ORC-установки находят применение в различных системах утилизации тепла, таких как геотермальные электростанции (ГеоТЭС), комплексы утилизации тепла выхлопных газов от газотурбинных и газопоршневых установок, системы, работающие на теплоте горячих технологических газов (цементная, сталелитейная промышленность, кирпичные заводы и др.), комплексы производства электроэнергии при сжигании биомассы (отходов деревообработки и др.) [2].

В СССР в 1967 г. была создана первая в мире ORC-установка – Паратунская ГеоТЭС на Камчатке, затем была построена первая очередь Мутновской ГеоТЭС [3]. В 1990-х и 2000-х годах выполнялись поисковые работы по применению цикла Калины на водоаммиачной смеси [4] и циклов ORC на новых рабочих веществах [5]. Среди разработанных в России установок на базе ORC известна БЭС-2.5 [6], однако она так и не была введена в эксплуатацию [7]. В дальнейшем такие установки в России не производились, хотя в мире это направление активно развивалось [8–13].

Россия существенно отстает от большинства развитых стран по количеству внедренных ORC-установок в промышленность и коммунальную инфраструктуру, при том что потенциал использования для утилизации вторичных энергетических ресурсов довольно велик. Среди наиболее вероятных причин — сравнительно низкая стоимость энергоносителей, что может сделать невыгодным применение таких установок.

Однако за последнее время к ORC-технологии проявляет интерес газодобывающая промышленность: не так давно, согласно программе по внедрению технологии утилизации теплоты отходящих газов компрессорных станций ПАО «Газпром», были определены более 100 объектов для запуска на них ORC-установок общей установленной мощностью 260 МВт [14].

Мировые лидеры в области ORC-технологии (Turboden [8] и Orgmat [9]) имеют свыше 1000 работающих установок. В России за последние годы приняты в эксплуатацию около десяти установок ORC иностранного производства, в том числе достаточно крупная установка мощностью 2 МВт на заводе «Лукойл» (г. Нижний Новгород) и две установки мощностью 2.9 МВт на заводе «Талион Арбор» (г. Торжок, Тверская обл.).

Исходя из сказанного, разработку и создание отечественного оборудования для реализации ORC-установок можно считать перспективным направлением исследований, развитие которого актуально для промышленности и коммунально-бытового сектора России. Безусловно, принятию конкретных решений о внедрении ORC-установок должно предшествовать технико-экономическое обоснование. Такой «ситуационный» подход позволит привлечь большее число потребителей и поспособствует развитию данной технологии.

На первом этапе этой масштабной работы необходимо выявить наиболее удачные технические решения по конструкциям основного теплообменного оборудования ORC-установок.

В общем случае теплообменные аппараты ORC-установки должны удовлетворять следующим главным требованиям:

- небольшая масса;
- компактная конструкция;
- простая схема монтажа;
- высокий коэффициент теплопередачи;
- низкая стоимость;
- удобство эксплуатации.

Среди критериев выбора оптимальной конструкции теплообменных аппаратов ORC-контура в качестве основного можно выделить компактность, но следует также учитывать энергетическую эффективность, стоимость изготовления и эксплуатационные затраты.

Несомненно, наиболее богатый опыт проектирования, создания и использования фреоновых теплообменников был накоплен, прежде всего, холодильной промышленностью в период с 30-х по 90-е годы XX в. [15]. Системных исследований в области проектирования и эксплуатации фреоновых теплообменников за последние 30 лет не проводилось, хотя именно в это время появились новые рабочие вещества, материалы и способы их обработки (например, с помощью технологии деформирующего резания, ошиповки труб, спирально-ленточного оребрения и др.) и, соответственно, новые возможности их применения в современных энергетических установках.

ФРЕОНОВЫЙ ПАРОГЕНЕРАТОР

Как уже отмечалось ранее, назначение ФПГ — отвод тепла от нагретого масла первого контура для подогрева, испарения и, как правило, небольшого перегрева пара фреона перед турбиной. При этом конструктивно ФПГ в ORC-установках зачастую разделяют на два последовательно включенных теплообменных аппарата: подогреватель и испаритель-перегреватель. В таком случае подогреватель по сути является экономайзерной частью парогенератора — его роль состоит в повышении температуры фреона в жидком состоянии до температуры кипения.

Базовые технические решения по конструктивному исполнению ФПГ ORC-установки можно рассмотреть на примере испарителей пароконпрессионных холодильных установок средней и большой мощности.

На заре развития холодильной техники при разработке испарителей придерживались двух принципов: повышения скорости теплоносителей и полного затопления теплопередающей поверхности жидкостью. Поэтому были созданы два типа испарителей:

вертикально-трубный, погруженный в открытые прямоугольные баки с циркуляцией теплоносителя мешалками;

кожухотрубный с движением теплоносителя в трубах и кипением фреона в межтрубном пространстве.

Применение погружных испарителей даже с учетом их последующей модификации с заменой труб штампованными панелями весьма ограничено ввиду неудобной в эксплуатации открытой системы циркуляции теплоносителя. Этот недостаток существенен и для холодильных установок, что в совокупности с ростом тепловых потерь при переходе на более высокий температурный уровень не позволяет рекомендовать данное конструктивное решение и для ORC-установок.

Наибольшее распространение получили кожухотрубные испарители, хотя и они не были

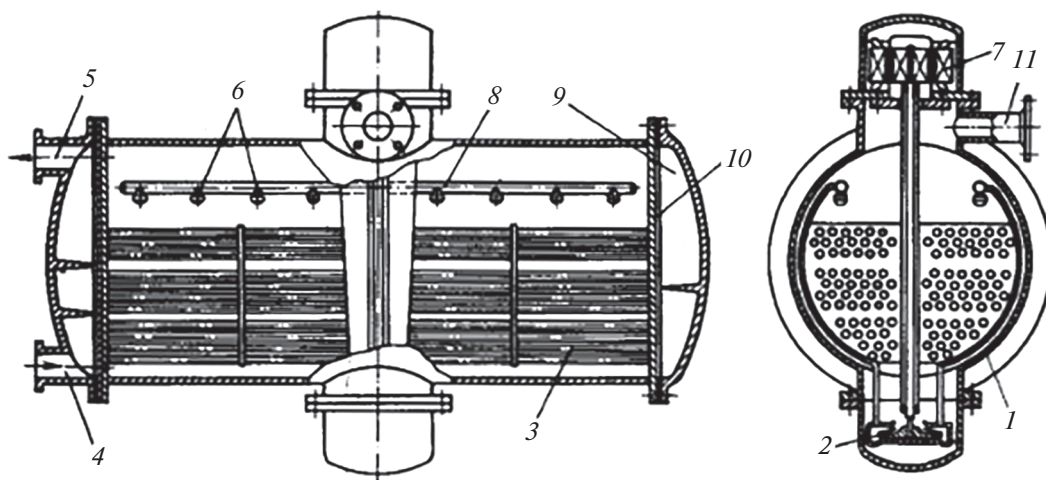


Рис. 3. Кожухотрубный фреоновый оросительный испаритель [17].

1 – корпус; 2 – центробежный насос; 3 – теплообменные трубы; 4, 5 – штуцера для входа и выхода хладоносителя; 6 – форсунки; 7 – электродвигатель; 8 – распределительная труба; 9 – крышка; 10 – трубная решетка; 11 – паровой патрубок

лишены недостатка: для заполнения межтрубного пространства требуется большее количество фреона, чем для движения его в трубах. При переходе с аммиака на более дорогостоящие фреоны появились кожухотрубные испарители с внутритрубным кипением и омыванием трубного пучка теплоносителем. И в том, и в другом варианте возможна интенсификация теплообмена посредством оребрения поверхности со стороны фреона.

Согласно классификации, существующей в холодильной технике, испарители по конструктивному признаку делят на кожухотрубные, кожухомеевиковые, панельные и пластинчатые. При этом по заполнению фреоном они могут быть затопленные и незатопленные. К последним относятся оросительные и кожухотрубные испарители с кипением в трубах. В силу специфики работы испарителя в холодильной установке циркуляция фреона в нем естественная, однако применение насосной системы для подачи фреона возможно в оросительных и кожухотрубных испарителях с кипением внутри труб, а также в змеевиковых испарителях.

В схеме рассматриваемой ORC-установки (см. рис. 1) фреон нагревается более вязкой средой – термомаслом. Как правило, при выборе конструкции аппаратов более вязкая среда движется в межтрубном пространстве, что смещает акцент поиска оптимальных технических решений именно на конструкции последних перечисленных аппаратов.

Однако при использовании в качестве высокотемпературного источника для ORC-установки горячей воды как “отхода” процесса промышлен-

ного производства (без применения промежуточного термомасляного контура) целесообразно организовать движение фреона в межтрубном пространстве. Такая конструкция аппарата предложена, например, в работе [16]: в четырехходовом (по воде) испарителе R134a в общей сложности установлено 320 медных труб с мелкорельефной поверхностью наружным диаметром 25.80 ± 0.05 мм, размещенных с определенным шагом по сторонам треугольника. Отмечается, что это первая серийная ORC-установка мощностью 200 кВт (эл.) производства Тайваня, работающая при низкой температуре горячей воды (82°C).

Оросительные испарители

Оросительные (пленочные) аппараты характеризуются высокой эффективностью и экономичностью, они широко применяются в химической и пищевой промышленности, в опреснительных и абсорбционных холодильных установках.

Наибольшее распространение получили горизонтальные оросительные аппараты [17]. Принцип их работы заключается в следующем. Жидкий фреон, поступающий сверху, разбрызгивается форсунками на пучок из труб, внутри которых протекает горячий теплоноситель (рис. 3), и вскипает. Трубы могут быть изготовлены из меди, нержавеющей стали или титана.

Известна конструкция оросительного испарителя для абсорбционной холодильной машины (BROAD Group, Китай), в которой происходит двукратное распыление фреона. Зачастую не весь фреон, подаваемый через форсунки верхнего уровня, испаряется – частично он просачивается между трубами и капает на поддон. Собранный в

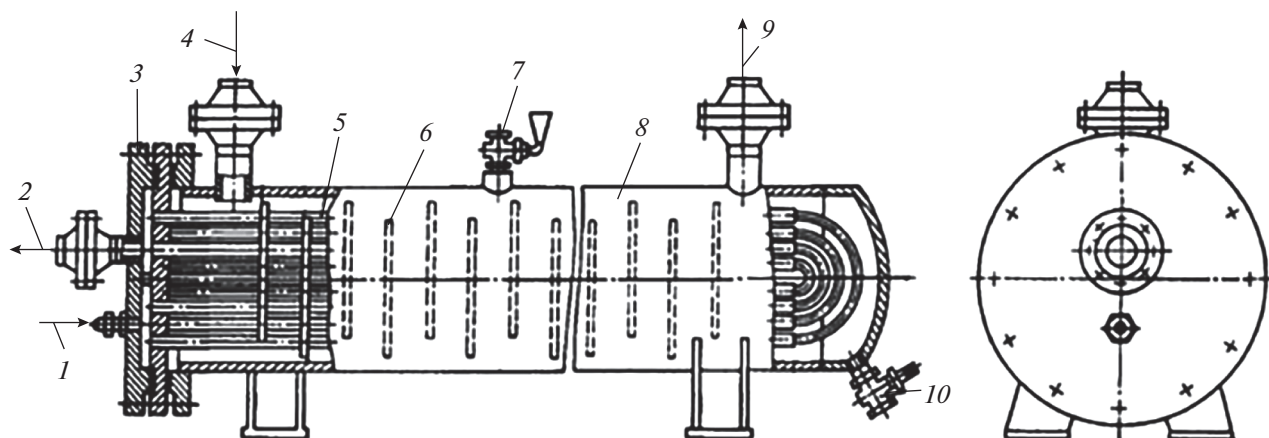


Рис. 4. Кожухотрубный испаритель с внутритрубным кипением хладагента в U-образных трубах [15].

1, 2 — вход и выход фреона; 3 — крышка; 4, 9 — вход и выход теплоносителя; 5 — теплообменные трубы; 6 — поперечные перегородки для теплоносителя; 7 — кран для спуска воздуха; 8 — обечайка; 10 — вентиль для слива теплоносителя

поддоне неиспарившийся фреон подается насосом через напорные форсунки на трубный пучок второго уровня, тем самым обеспечивается полное парообразование.

При конструировании аппаратов такого типа большое значение имеет создание оросительных устройств для равномерного распределения жидкости по поверхности труб. На эффективность также влияет плотность орошения. Коэффициент теплопередачи этих аппаратов при рабочих нагрузках почти не зависит от плотности теплового потока и при постоянной скорости теплоносителя определяется, в основном, кратностью циркуляции орошающей жидкости.

Следует отметить, что подобную конструкцию имеют российские горизонтальные парогенераторы АЭС с водо-водяными энергетическими реакторами, в которых большое межтрубное пространство позволяет обеспечить выход вверх образующегося пара. Однако при проектной отработке конструкции вертикального парогенератора отмечались проблемы, вызванные необходимостью извлечения пара из области плотных горизонтальных пучков труб. Особенности теплообмена при кипении на внешней поверхности горизонтальных плотных пучков (их «запаривание» при недостаточной «эвакуации» из них водяного пара) рассмотрены в работах 70–80-х годов (например, в публикации Б.С. Фокина [18]), предшествовавших подготовке к созданию так и не реализованного впоследствии варианта вертикального парогенератора.

Кожухотрубные испарители с кипением фреона внутри труб

Кожухотрубные испарители с кипением фреона внутри труб (трубы могут быть гладкими или

оребреными снаружи) имеют два конструктивных исполнения:

с U-образными трубами (рис. 4), закрепленными в одной трубной решетке (их также называют кожухозмеевиковыми);

с прямыми трубами (рис. 5), закрепленными с обеих сторон в трубных решетках (наиболее распространены в последнее время).

В настоящее время на рынке представлены испарители с кипением фреона внутри труб российских (ООО «Промхиммаш», АО ЦЭАВТ и др.) и зарубежных компаний [Bitzer-Alfa Laval (Италия), Onda (Италия), Refkar (Турция) и др.]. Конструктивное исполнение таких испарителей практически идентично [19]: в зависимости от назначения и производительности варьируются лишь диаметр и толщина труб пучка, их материал, количество, расположение, шаг и прочие геометрические характеристики.

Маслоохладители

Ввиду того что горячим теплоносителем ФПГ является термомасло, прототипом таких аппаратов, помимо испарителей холодильных машин, могут служить теплообменные аппараты систем маслоснабжения турбин стационарных энергетических установок [20]. Промышленностью накоплен значительный опыт проектирования и создания аппаратов для этой цели. ГОСТ 9916-77 [21] регламентирует основные технические требования и типоразмерные ряды охладителей, рассчитанных на определенные температуры охлаждающей воды (20°C для маслоохладителя типа МА и 33°C для типа МБ) и масла (55°C на входе и 45°C на выходе). Температурный уровень масла в данных аппаратах несколько ниже, чем в подогревателе и испарителе хладагента ORC-устано-

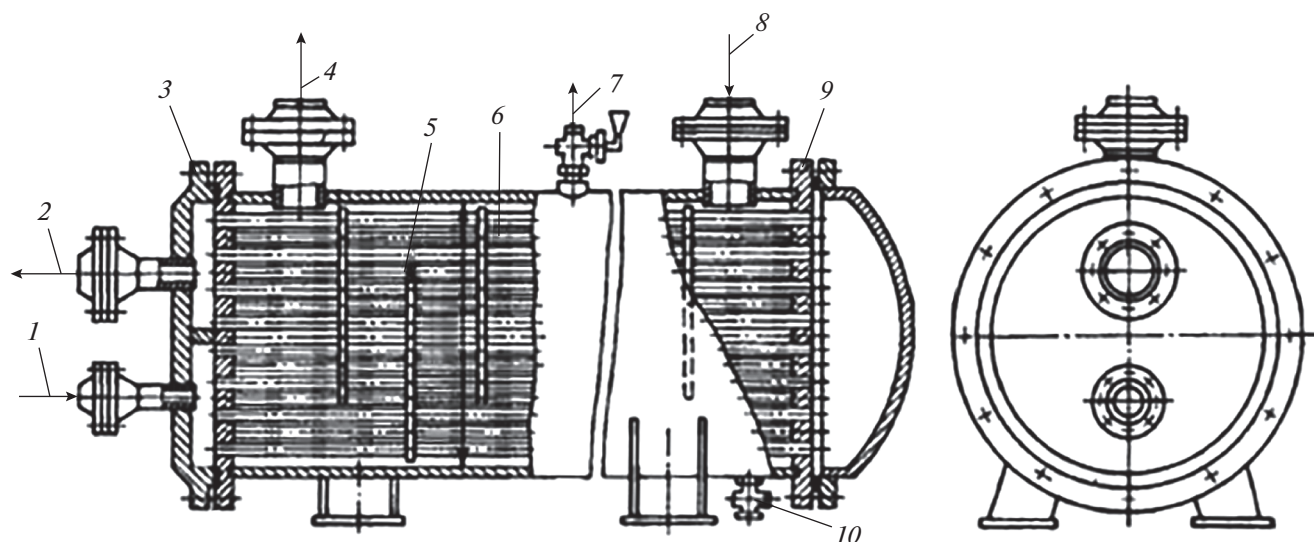


Рис. 5. Кожухотрубный испаритель с внутритрубным кипением хладагента в прямых трубах [15].

1, 2 – вход и выход фреона; 3 – крышка; 4, 8 – вход и выход теплоносителя; 5 – поперечные перегородки для теплоносителя; 6 – теплообменные трубы; 7 – кран для спуска воздуха; 9 – трубная доска; 10 – вентиль для слива теплоносителя

вок, однако это не должно оказывать существенного влияния на основные подходы к созданию таких аппаратов и технические решения.

В стационарных энергетических установках широкое распространение получили вертикальные маслоохладители, теплообменная поверхность которых сформирована из гладких труб [21–23]. Типовые конструкции охладителей масла можно классифицировать следующим образом:

многоходовые кожухотрубные с перегородками типа “диск – кольцо” с неуплотненными и уплотненными технологическими зазорами;

многоходовые кожухотрубные с сегментными перегородками;

интенсифицированные с продольным, проводочно-петельным и низким накатанным оребрением труб.

Основные типоразмеры и характеристики маслоохладителей, разработанных и выпускавшихся в разное время различными производителями, приведены в таблице. Следует отметить, что большинство аппаратов конструктивно идентичны: они представляют собой кожухотрубный теплообменник, в котором вода движется в трубах, а охлаждаемое масло – в межтрубном пространстве (рис. 6). В маслоохладителях разных вариантов исполнения направление движения масла задается системой перегородок, чтобы омывание трубного пучка приближалось к поперечному.

Если говорить о выборе типа перегородок, то движение масла в межтрубном пространстве с перегородками типа “диск – кольцо” по сравнению с сегментными перегородками имеет

преимущество, которое заключается в меньшем гидравлическом сопротивлении. Интенсивность теплообмена в аппаратах с сегментными перегородками и перегородками типа “диск – кольцо” практически одинакова. Однако перегородки последнего типа существенно усложняют конструкцию аппарата.

На эффективность работы маслоохладителей большое влияние оказывают протечки масла мимо трубного пучка, которые могут достигать 20–30% всего потока. Снизить холостые перетечки масла можно различными способами: установкой внутренних кожухов, приваркой металлических колец к направляющим перегородкам, применением полимерных уплотняющих прокладок или пружинящих колец и т.д.

Проблема компенсации температурных расширений трубной системы относительно корпуса решается производителями маслоохладителей по-разному. При использовании маслоохладителей в качестве прототипов для испарителя ORC-установки необходимо учитывать более высокие рабочие температуры масла и фреона в аппарате. По этой же причине следует обратить внимание на крепление труб в трубных досках. Для обеспечения герметичности и плотности вальцовочных соединений концы труб рекомендуют сначала приваривать к трубным доскам [22].

Еще одной актуальной задачей является интенсификация теплообмена в маслоохладителях. Поскольку вязкость масла на порядок выше, чем вязкость фреонов, то, в первую очередь, эта задача должна решаться путем развития поверхности теплообмена со стороны масла. Анализ данных,

Конструктивные характеристики маслоохладителей разных производителей

Характеристика	Производитель					Невский завод
	Завод "Красный гидропресс"	Калужский турбинный завод	Харьковский турбинный завод	Уральский турбинный завод	Ленинградский металлургический завод	
Выпускаемый типоразмер	МБ-20-30; МБ-25-37; МБ-40-60; МБ-63-90	МО-2; МО-10; МО-16; МО-20	МБ-50-75; МБ-90-135; МБ-190-250; МБ-380-500	М-240М; МБ-125-165	М-240; М-540; МП-165-150-1; МП-330-300-1	МРУ-3; МРУ-6; МРУ-10; МРУ-19; МРУ-35
Тип перетородок	Диск — кольцо	Диск — кольцо	Диск — кольцо	Сегментные; диск — кольцо	Вставки между трубками, образующие каналы	Диск — кольцо
Уплотнение технологических зазоров	Нет	Нет	Да	Сегментное	Нет	Да
Площадь поверхности охлаждения, м ²	20; 25; 40; 63	1.49; 10; 16; 20	52.6; 93.7; 193.6; 380	240; 125	240; 540; 222; 440	3.2; 6.4; 10.4; 19.6; 34.0
Номинальный расход масла, м ³ /ч	30; 37; 60; 90	3.1; 16.6; 14.8; 40.7	79.5; 135; 250; 500	165	165; 330; 165; 330	140; 250; 490; 750; 1440
Номинальный расход воды, м ³ /ч	48; 59.2; 96; 144	15; 20; 30; 60	140; 200; 500; 500	150	150; 300; 150; 300	22; 22; 54; 54; 125
Общее число трубок	288; 288; 576	64; 384; 384; 384	640; 964; 1296; 2532	184; нет данных	184; 444; 178; 352	78; 78; 150; 150; 294
Оребрение труб	Нет	Нет	Нет	Проволочно-петельное; накатное (кольцевое или винтовое)	Проволочно-петельное биметаллическое	Низкое накатное
Диаметр × толщина стенки трубки, мм	16 × 1	12 × 1	16 × 1	19 × 1; 16 × 0.8	19 × 1; 19 × 1; 19 × 1.2; 19 × 1.2	14 × 1.5
Полная высота аппарата, мм	2230; 2480; 2208; 2925	850; 1213; 1617; 1955	2650; 2900; 4200; 4500	3506; 3410	3522; 3625; 2840; 2840	920; 1420; 1230; 2045; 1940
Наружный диаметр корпуса, мм	530; 530; 720; 720	159; 426; 426; 426	676; 820; 1020; 1320	850; 995	850; 1200; 980; 1250	219; 219; 295; 295; 426
Масса аппарата, кг	880; 920; 1340; 1650	62; 395; 458; 625	1735; 2458; 4580; 8255	3031; 2140	2990; 5796; 2890; 4535	127; 153; 262; 364; 617
Компенсация температурных расширений трубной системы	Мембрана в верхней части корпуса	Гибкая мембрана, прикрепленная к верхней трубной доске с помощью накладного кольца	"Плавающая" верхняя водяная камера внутри масляной полости	"Плавающая" нижняя водяная камера; эластичное диафрагменное соединение верхней трубной доски	Линзовый компенсатор в верхней части корпуса	"Плавающая" нижняя водяная камера
Крепление трубок в трубных досках	Вальцевание	Вальцевание	Вальцевание	Вальцевание	Вальцевание; вальцевание с кольцевыми рельефами в трубной доске	Вальцевание
Подвод воды/масла	Снизу/снизу	Снизу/снизу	Снизу/сверху	Снизу/снизу	Снизу/сверху	Сверху/сверху
Отвод воды/масла	Снизу/сверху	Снизу/сверху	Снизу/снизу	Снизу/сверху	Снизу/снизу	Сверху/снизу

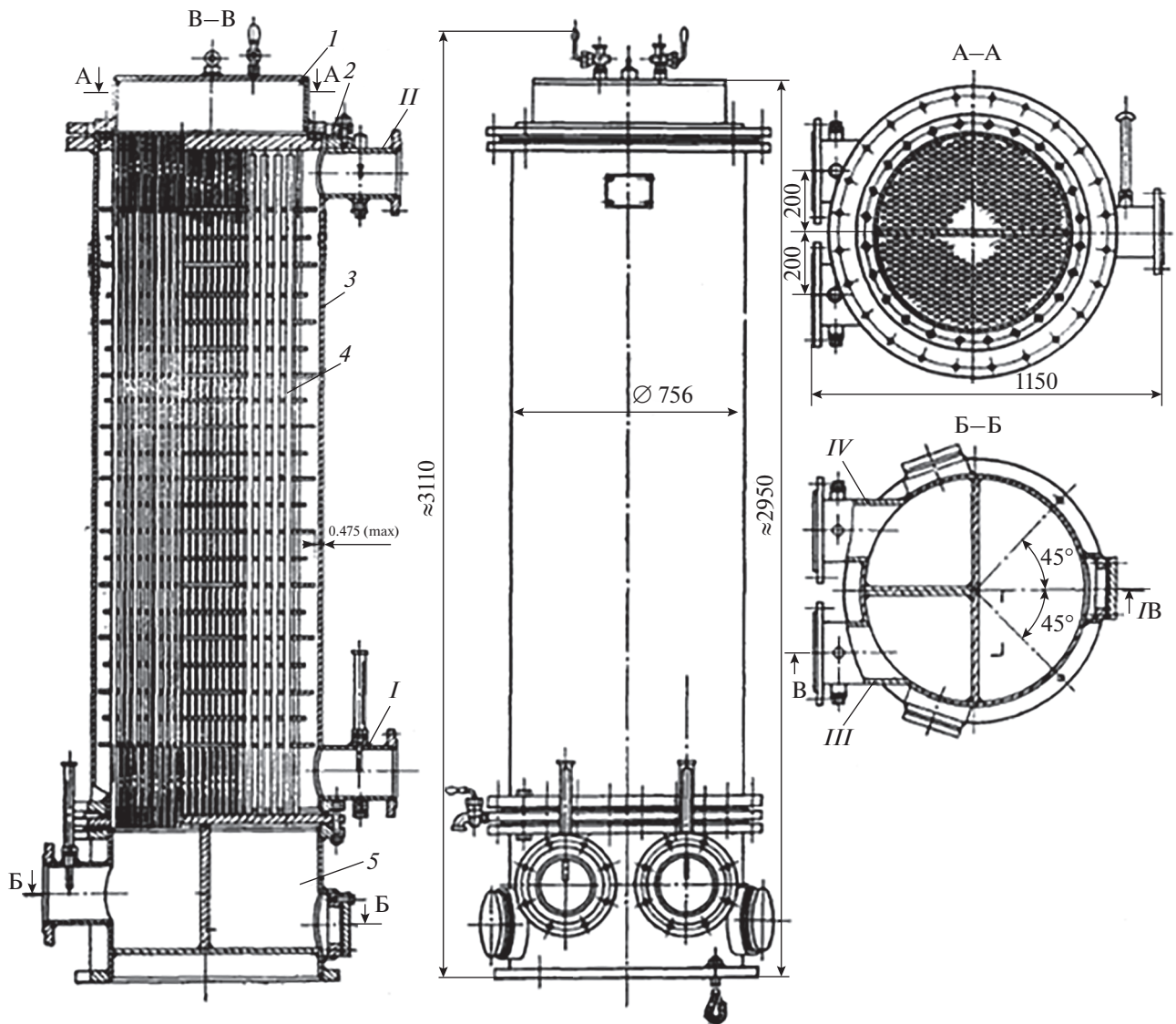


Рис. 6. Маслоохладитель МБ-63-90 производства завода «Красный гидропресс» [22].

I – верхняя водяная камера; *2* – мембрана; *3* – корпус; *4* – трубная система; *5* – нижняя водяная камера; *I* – вход масла; *II* – выход масла; *III* – вход воды; *IV* – выход воды

представленных в таблице, доказывает обоснованность применения оребрения для создания более компактных аппаратов и снижения их металлоемкости.

В этой связи можно также рассмотреть конструкцию продольно оребренных маслоохладителей типа МБРГ, разработанную НПО ЦКТИ [22] и Институтом технической теплофизики Национальной академии наук Украины. Теплообменная поверхность таких аппаратов состоит из элементов типа «труба в трубе». На наружной поверхности внутренней трубы элемента имеется продольное приварное желобчатое оребрение из стальной ленты. Масло движется в кольцевом зазоре, разделенном системой ребер на ряд параллельных каналов, а охлаждающая вода – по

внутренним трубам. В аппарате, выполненном по такой схеме, при необходимости может быть произведена дополнительная интенсификация теплообмена посредством разрезки ребер и отгибки их кромок в местах разрезов. Концы оребренных труб развальцовывают и приваривают к верхней и нижней трубным доскам.

В охладителях типа МБРГ применяются трубы со следующими характеристиками оребрения:

Число желобов	12
Общее число ребер на трубе	24
Толщина ребер, мм	0.6–0.7
Высота ребер, мм	6.5

Наружный диаметр трубы, имеющей оребрение, мм	28
Толщина стенки внутренней трубы, мм	1.4
Коэффициент оребрения	4.55
Внутренний диаметр наружной трубы, мм	43
Толщина стенки наружной трубы, мм	1
Длина оребренного участка, мм	2850
Материал	Сталь

В НПО ЦКТИ была спроектирована серия охладителей типа МБРГ производительностью по маслу 200, 320, 400, 500, 600 и 800 м³/ч. Исполнение таких аппаратов может быть как вертикальное, так и горизонтальное.

Помимо отмеченных ранее факторов, существенно влияет на теплопередачу и конечную температуру рабочих веществ загрязнение поверхностей теплообмена. Поскольку этот процесс в той или иной степени неизбежен, в схеме любой установки необходимо предусматривать возможность отключения аппарата для проведения очистки. Для ФПГ, рабочими телами которого являются сравнительно чистые и инертные относительно конструкционных материалов термо-масло и фреон, данная проблема не стоит столь остро, как для маслоохладителей энергоустановок, охлаждаемых циркуляционной водой. Однако простота разборки и легкий доступ к их рабочим поверхностям для ремонта и очистки будут несомненными преимуществами при выборе конструкции маслоохладителей.

ФРЕОНОВЫЙ КОНДЕНСАТОР

Особенность теплообменных аппаратов холодильного оборудования (соответственно, и конденсатора ORC-установки) — их работа при малых температурных напорах между фреоном и теплоносителем. Это обстоятельство в совокупности со специфическими свойствами рабочих веществ обуславливает низкие плотности теплового потока и актуализирует задачи интенсификации процессов тепломассообмена и оптимизации режимов эксплуатации аппаратов.

Конденсатор ORC-установки (см. рис. 2) предназначен для превращения пара фреона (зачастую он перегрет относительно температуры насыщения), поступающего из регенеративного теплообменника, в жидкость. Этот процесс сопровождается отводом тепла от фреона к охлаждающей (как правило, окружающей) среде, которое в дальнейшем полезно не используется.

Эффективность теплообмена при конденсации фреона оказывает большое влияние на экономичность ORC-установки. Внешнюю термодинамическую необратимость цикла [24, 25] можно снизить, увеличив площадь поверхности

теплообменного аппарата, однако при этом возрастут его металлоемкость и капитальные затраты. Сократить площадь теплообменной поверхности при одновременном снижении потерь из-за внешней необратимости (падении температурного напора) можно только интенсификацией процесса теплопередачи в аппарате. Сделать аппарат более компактным и менее тяжелым можно благодаря использованию более совершенных конструктивных решений.

Стремление уменьшить внешнюю необратимость в конденсаторе приводит к необходимости обеспечить небольшие температурные напоры и, соответственно, невысокие плотности теплового потока (до 50 кВт/м² [26]). В этом заключается специфическое отличие процесса теплопередачи в таких аппаратах от традиционных теплоэнергетических.

В холодильной технике в подавляющем большинстве случаев применяются конденсаторы рекуперативного (поверхностного) типа. Исключение составляют контактные конденсаторы, работающие на фреонах, не растворяющихся в воде, однако такие конденсаторы пока не получили широкого распространения.

Как и для испарителей холодильных установок, один из первоначальных принципов конструирования конденсаторов — повышение скорости движения фреона и охлаждающего теплоносителя в них. Кроме того, для конденсаторов важен и хороший отвод конденсата от теплопередающей поверхности. Дальнейшее конструктивное развитие этих аппаратов шло по пути интенсификации теплообмена и экономии воды как основного вида охлаждающей среды.

В настоящее время широко применяются горизонтальные (рис. 7) и реже вертикальные кожухотрубные конденсаторы водяного охлаждения с конденсацией фреона в межтрубном пространстве [16, 27–31].

Для промышленных металлических кожухотрубных теплообменников характерны простота конструкции, высокая мощность теплопередачи, долговечность и безопасность эксплуатации.

Кожух теплообменника представляет собой стальной цилиндрический сосуд, закрытый с обеих сторон съемными крышками, с сваренными в него штуцерами ввода и вывода теплоносителя. Крышки могут быть разделены внутренними перегородками для изменения направления движения воды. Внутри корпуса находится пучок труб, расположенных в шахматном порядке, концы которых развальцованы на трубной решетке или приварены к ней. Таким образом формируются два взаимно изолированных контура: трубный и межтрубный. В межтрубном пространстве конденсируется фреон, а по трубам под напором протекает охлаждающая вода.

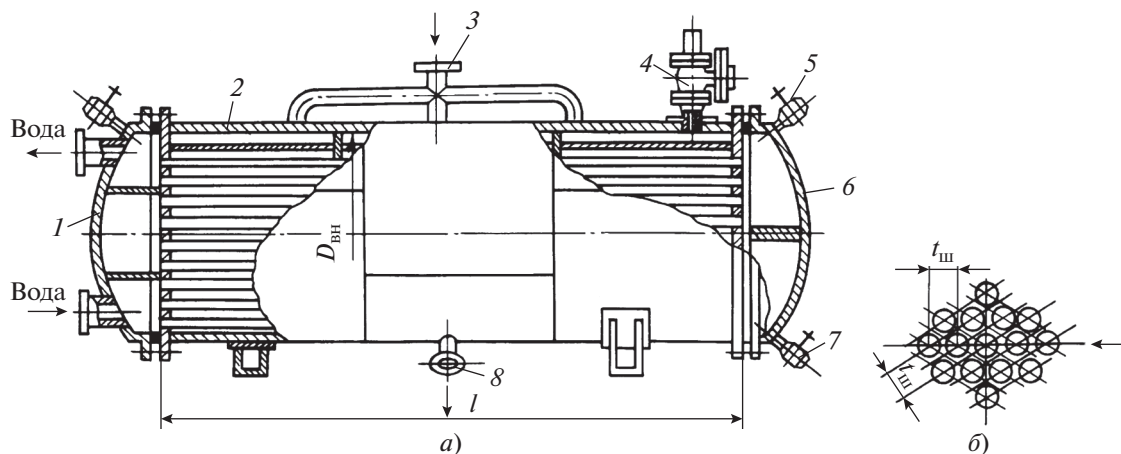


Рис. 7. Фреоновый кожухотрубный конденсатор (а), размещение труб в трубной решетке (б) [32].

1 – крышка с патрубками; 2 – обечайка кожуха; 3 – патрубок подвода пара фреона; 4 – предохранительный клапан; 5 – вентиль для выпуска воздуха из водяной полости; 6 – крышка глухая; 7 – вентиль для слива воды; 8 – патрубок для отвода жидкого фреона; $D_{вн}$ – внутренний диаметр корпуса; l – длина труб; $t_{ш}$ – шаг труб

Трубы внутреннего пучка, как правило, специально спрофилированы (оребрены), могут изготавливаться из меди и никеля для обеспечения высокой теплопередачи. Оребрение выполняют таким образом, чтобы внешняя поверхность трубы была больше внутренней в 3.5–4.0 раза. Во фреоновых кожухотрубных конденсаторах часто применяют трубы с накатными ребрами из заготовок диаметром 20×3 и 16×2 мм [28].

Нижняя часть кожуха конденсатора служит ресивером жидкого фреона, а также может выступать в роли неохлаждаемого конденсатосборника [16].

До недавнего времени в России выпускались конденсаторы марки КТР с условным давлением не более 0.4 МПа и внутренним диаметром кожуха от 194 до 1000 мм [15]. При их производстве использовали красномедные трубы, на наружной поверхности которых накатывали спиральные ребра высотой 2.2 мм с шагом 2 мм. Для снижения стоимости допускалось изготавливать ребристые трубы стальными. Удельный теплосъем в конденсаторах КТР, отнесенный к наружной поверхности, составлял примерно $q = 3.5$ кВт/м². Скорость воды в таких конденсаторах доходила до 2.5 м/с, а число ходов составляло два и четыре.

Для холодильных машин судовых установок были разработаны конденсаторы марки МКТНР [15, 32], имевшие некоторые конструктивные особенности. Вибрацию трубных пучков уменьшали с помощью поперечных перегородок и стяжек, а для равномерного распределения пара фреона его подавали через коллектор в нескольких местах (иногда устанавливали боковую подачу пара, а после его входа – распределительную решетку). Удельный теплосъем в таких конденсаторах при работе на смеси пропана и пропилена

составлял $q = 3.5$ кВт/м² при коэффициенте теплопередачи $k = 0.62$ кВт/(м² · К). Охлаждение конденсаторов судовых установок производится, как правило, забортной водой, поэтому трубный пучок таких аппаратов изготавливают из более толстостенных труб (по сравнению с трубами аналогичных аппаратов, охлаждаемых пресной водой) с учетом влияния коррозии. В последнем случае альтернативным вариантом может стать использование мельхиоровых или титановых трубок, что позволит отказаться от необходимости утолщения стенок труб.

В настоящее время в России производятся конденсаторы серии ESK (для охлаждения морской водой – ESK.D) производительностью от 12.3 до 1225.6 кВт для конденсации хлорфторуглеродов и гидрохлорфторуглеродов (виды фреона) [30]. Скорость воды в таких конденсаторах варьируется в пределах 1.5–2.2 м/с, а число ходов составляет два и четыре.

Вертикальные конденсаторы [15] отличаются довольно компактной конструкцией и высокими коэффициентами теплопередачи. Конденсация в таких аппаратах происходит на наружной поверхности труб, а вода внутри труб в виде пленки стекает под действием силы тяжести. На конденсаторе устанавливается бак с отверстиями и колпачками для распределения воды. Вертикальные конденсаторы, применяемые в технологических схемах, бывают и с принудительной циркуляцией воды. В этом случае они подобны горизонтальным кожухотрубным конденсаторам.

Следует отметить, что кожухотрубные аппараты – один из наиболее популярных вариантов конструкции фреоновых конденсаторов, охлаждаемых водой, так как они позволяют обеспе-

чить высокую интенсивность передачи тепла при наименьшей металлоемкости. Правда, горизонтальные кожухотрубные конденсаторы труднее очищать от образующихся отложений [33], и желательно, чтобы охлаждающая вода для них была чистой и нежесткой, тогда как вертикальные конденсаторы можно охлаждать и загрязненной водой (речной, морской или прудовой).

Стоит также упомянуть, что во всех конструкциях кожухотрубных аппаратов с кипением или конденсацией фреона в межтрубном пространстве должно быть свободное место для сепарации капель фреона в парогенераторе (см. рис. 3) или равномерного распределения пара фреона по поверхности конденсатора (см. рис. 7).

В конце 80-х годов XX в. более широко стали применять конденсаторы воздушного охлаждения не только малых, но и больших размеров (производительностью несколько тысяч киловатт). Конденсаторы с воздушным охлаждением позволяют избежать расхода воды, однако при этом возникают новые проблемы, например шум устройства.

Среди конденсаторов данного типа распространены испарительные и воздушные аппараты с конденсацией фреона внутри труб. Испарительные конденсаторы (рис. 8) представляют собой специальные устройства, предназначенные для водовоздушного охлаждения и конденсации разнообразных рабочих веществ. При распыле воды вследствие интенсивного тепломассообмена с воздухом обеспечивается ее дополнительное охлаждение благодаря испарительному эффекту. Низкую температуру охлажденного рабочего вещества относят к числу основных преимуществ технологии. Глубина испарительного охлаждения водой и плотность теплового потока ($q = 1.4\text{--}2.3 \text{ кВт/м}^2$) зависят от относительной влажности и температуры наружного воздуха. Температура воды, орошающей поверхности змеевика, при прохождении через конденсатор остается практически постоянной. Тепло, отводимое от конденсирующегося фреона, расходуется преимущественно на испарение воды и в меньшей степени на подогрев воздуха [27].

Принцип работы таких конденсаторов довольно хорошо изучен, и в настоящее время они составляют достойную конкуренцию аппаратам других конструкций, например с охлаждением сухим методом, а также с использованием оребренных труб или вентиляторов [34, 35]. Орошение значительно увеличивает коэффициент теплоотдачи по сравнению с воздушным охлаждением [36]. При этом установка специального каплеуловителя и ограничение скорости воздуха в поперечном сечении корпуса позволяют существенно уменьшить потери воды “с уносом” [35].

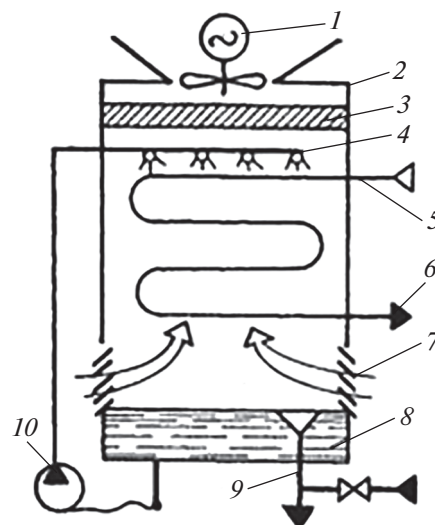


Рис. 8. Схема испарительного конденсатора [15].
1 – вентилятор с электродвигателем; 2 – корпус; 3 – каплеотбойник; 4 – форсунки; 5 – вход газообразного фреона; 6 – выход жидкого фреона; 7 – жалюзи; 8 – водосборник; 9 – слив воды; 10 – насос

Испарительные конденсаторы по принципу работы идентичны наиболее популярным, экономичным и эффективным градирням закрытого типа. Непосредственно вентиляционную секцию и резервуар для воды в них изготавливают из стальных высокопрочных панелей, которые оцинкованы горячим методом. В большинстве случаев в местах соединения панелей используются болтовые крепления и последующая их герметизация – такой подход к изготовлению конденсаторов позволяет добиться необходимой прочности, обеспечить их водонепроницаемость и увеличить срок эксплуатации. Однако известны конструкции [15], в которых некоторые элементы аппарата (отбойник, форсунки, поддон и др.) выполнены из неметаллических материалов, что дает возможность избежать их коррозионного разрушения.

В зависимости от конструкции и производительности конденсатора применяются радиальные либо осевые вентиляторы. При использовании аппаратов в холодильных установках выбрасываемый поток воздуха имеет довольно высокую температуру, вероятность обледенения лопастей вентиляторов минимальна, однако для конденсаторов ORC-установок данный вопрос должен быть проработан отдельно.

Современные испарительные конденсаторы компактны: весь внутренний объем заполняется пучком труб, что позволяет минимизировать свободное пространство вокруг них.

В качестве недостатков испарительных конденсаторов следует отметить низкий удельный

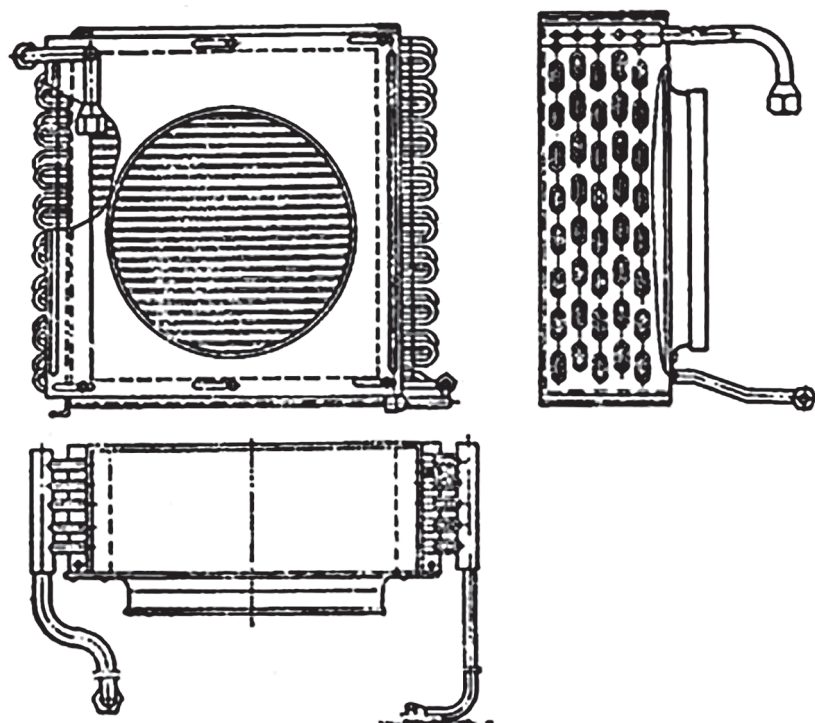


Рис. 9. Фреоновый конденсатор с воздушным охлаждением [28]

тепловой поток и зависимость режима работы от климатических условий, а также необходимость создания двух контуров для организации охлаждения — воды и воздуха [27]. Как и в оросительных испарителях, отдельного внимания заслуживают форсунки аппарата — их распылительные характеристики должны обеспечивать возможность создания мелкодисперсного водяного тумана. Кроме того, в конденсаторах такого типа необходимо поддерживать определенный водный режим, регулярно проводить химическую обработку, периодическую или непрерывную продувку, пополнять контур водой, что заметно снижает привлекательность этих аппаратов. Однако такой вариант исполнения конденсаторов может быть особенно эффективен при использовании их в районах с сухим жарким климатом.

Воздушные ребристо-трубные фреоновые конденсаторы [28, 37, 38] состоят из кожуха, имеющего форму прямоугольной рамки из листовой стали и горизонтально расположенных внутри него оребренных труб, соединенных в плоские змеевики. Параллельные змеевики объединяются в верхней части паровым, а в нижней — жидкостным коллекторами. Конденсатор с одной стороны открыт, а с другой закрыт листом с круглым отверстием, к которому приваривается кольцеобразная обечайка, предназначенная для установки осевого вентилятора (рис. 9). Для обеспечения большей равномерности потока воздуха через аппарат и снижения входных потерь давле-

ния обечайку рекомендуется выполнять в форме плавного конфузора. При работе вентилятора воздух засасывается с открытой стороны кожуха и проходит между пластинами конденсатора. Движение воздуха позволяет значительно повысить коэффициент теплопередачи конденсатора и, соответственно, уменьшить его теплообменную поверхность.

Змеевики состоят из U-образных стальных или чаще медных труб диаметром 8–17 мм и толщиной 0.5–1.0 мм, соединенных припаянными калачами. Трубы располагаются в горизонтальной плоскости и имеют прямоугольное медное или алюминиевое оребрение толщиной 0.2 и 0.3 мм. Способ изготовления оребренной поверхности — дорнование или приварка токами высокой частоты. Минимальный шаг ребер, по различным данным, составляет от 2.2 до 3.6 мм [27, 35]. Ограничение по минимальному шагу ребер обусловлено необходимостью защиты межреберного пространства от загрязнения пылью. В большинстве случаев трубы в конденсаторах установлены в шахматном порядке, в некоторых конструкциях конденсаторов трубы имеют коридорное расположение.

Для изготовления теплообменной поверхности таких конденсаторов применяют различные виды труб (круглые, овальные и плоские) с разным типом оребрения [15, 38, 39]. Конструкции ребер весьма разнообразны: в целях турбулизации воздушного потока их могут делать с искрив-

ленной (волнистой) передней кромкой или отогнутыми “язычками” [35]. При этом очень важен правильный выбор характеристики вентилятора для заданной поверхности теплообменных модулей, размеров и формы воздушных каналов.

Диапазон единичной тепловой мощности аппаратов, выпускаемых в настоящее время, составляет от 20 до 2340 кВт (при температуре воздуха 40°C и температуре конденсации фреона 25°C) [40]. Для получения требуемой тепловой мощности отдельные конденсаторы могут быть объединены в секции с параллельным соединением по воздуху и фреону. Размещение отдельных теплообменников в секции может быть вертикальным и горизонтальным, линейным и зигзагообразным [27, 39].

Конденсаторы имеют малое аэродинамическое сопротивление, поэтому чаще всего для пропуска через межтрубное пространство охлаждающего воздуха применяются низконапорные осевые вентиляторы. Конденсаторы, оборудованные такими вентиляторами, устанавливаются открыто, т.е. вне помещений. При горизонтальной линии расположения вентиляторов межтрубное пространство в холодный период года может заполняться снегом и льдом. В некоторых конструкциях конденсаторных блоков используют и радиальные вентиляторы, развивающие большой напор. Такие конденсаторы могут иметь присоединенные подводящие и отводящие воздуховоды и устанавливаться в помещениях [28].

Достоинства ребристо-трубных воздушных конденсаторов — экономия охлаждающей воды и сокращение затрат на очистку их от отложений, образующихся при водяном охлаждении.

Среди очевидных недостатков конденсаторов данного типа — более низкая, чем в традиционных градирнях, интенсивность теплообмена, а следовательно, большие занимаемые площади, зависимость эффективности работы от климатических условий [41], шум вентиляторов и энергозатраты на их привод, хотя для некоторых из перечисленных проблем найдены решения [37].

В настоящее время все чаще в качестве альтернативы ребристо-трубным воздушным конденсаторам предлагают использовать микроканальные теплообменники [42, 43]. Конструктивно такой теплообменник состоит из трех основных элементов: микроканальных пластин, полученных методом экструдирования или деформирующего резания [44, 45], ребер между ними и двух коллекторов (рис. 10, а). Микроканальные пластины представляют собой сильно сплюснутые трубы. Соответственно, проходное сечение каждой трубы напоминает щель (рис. 10, б). Она разделена множеством перегородок на микроканалы, по которым фреон движется от одного коллектора к другому. Между пластинами размещена система

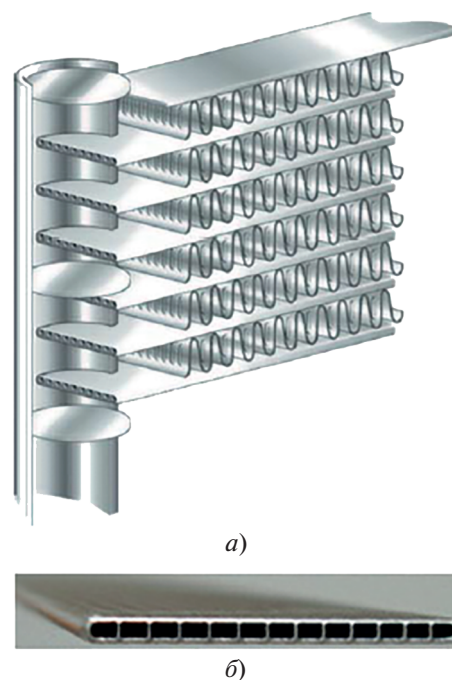


Рис. 10. Фрагмент микроканального теплообменника в разрезе (а) [46] и разрез плоской трубы с микроканалами внутри пластин (б) [42]

ребер, повышающих теплоотдачу. Такая конструкция позволяет добиться существенного увеличения площади поверхности теплообмена при небольших габаритах аппарата [46].

Как правило, теплообменники выполняются двухходовыми, т.е. фреон, проходя через часть пластин, поступает от одного коллектора к другому и далее по оставшимся пластинам направляется обратно в первый коллектор, откуда следует в магистральный трубопровод. При этом первый коллектор является одновременно и входным, и выходным, поэтому внутри он разделен перегородкой.

Главные преимущества микроканальных теплообменников, по сравнению с трубчато-ребристыми, — гораздо меньшие габариты, масса, стоимость и потери давления по воздуху, а также более высокая коррозионная стойкость. В трубчато-ребристых аппаратах трубы изготовлены из меди, ребра — из алюминия, а для производства микроканальных аппаратов используют только более дешевый и легкий алюминий.

Наряду с множеством достоинств, у микроканальных теплообменников имеются и некоторые недостатки:

вероятность быстрого загрязнения теплообменников ввиду более плотного расположения ребер;

возможность замятия и повреждения ребер при чистке аппарата из-за их малой толщины.

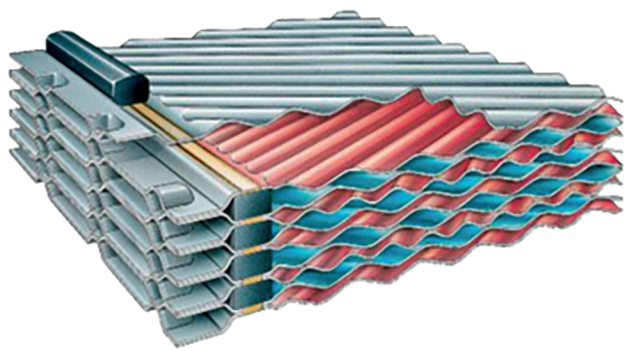


Рис. 11. Теплообменная поверхность полусварного пластинчатого аппарата

Кроме того, микроканальные теплообменники нельзя причислить к аппаратам противоточного типа, которые, как известно, наиболее эффективны в качестве испарителей и конденсаторов. Так, в трубчато-ребристых аппаратах потоки фреона и воздуха хоть и движутся перпендикулярно один другому, общее направление движения хладагента от входа к выходу именно противоположно направлению обдува. В микроканальных же теплообменниках ни многократного перекрестного тока, ни противотока не наблюдается, они являются сугубо перекрестно-точными [42].

Теплопередающая поверхность большинства конденсаторов перечисленных типов (см. рис. 7–9) выполняется из дорогих цельнотянутых труб.

Один из путей повышения эффективности теплообмена в аппаратах (а следовательно, и уменьшения необходимой теплопередающей поверхности) — конструктивная оптимизация: применение труб меньшего диаметра (13–25 мм вместо ранее использовавшихся с условным проходом 50 мм), сильфонных (гофрированных) труб [47], а также внедрение новых технологий развития поверхности (оребрения [44, 45, 48], искусственной шероховатости и капиллярно-пористых покрытий [32]).

Другим путем является увеличение скорости теплоносителя (охлаждающей воды и воздуха) при его прохождении через аппарат. До некоторого известного предела повышение мощности, потребляемой соответствующим насосом или вентилятором, компенсируется ростом экономичности цикла вследствие снижения внешней необратимости. Однако при дальнейшем увеличении скоростей общая потребляемая мощность на собственные нужды ORC-установки возрастает и этот способ интенсификации становится невыгодным.

Альтернативой трубчатому конденсатору является пластинчатый герметичный теплообменный аппарат, выполненный из соединенных

между собой более дешевых металлических листов [49, 50]. Пластинчатые конденсаторы состоят из рядов штампованных гофрированных пластин.

В качестве фреоновых конденсаторов водяного охлаждения рекомендуют использовать цельносварные или полусварные пластинчатые аппараты (рис. 11) [15, 51]. В конструкции последнего предусмотрены сварной (неразборный) канал с одной стороны конденсирующегося фреона и разборный канал по воде. При этом пластины конденсатора (как правило, изготовленные из стали) образуют асимметричные каналы разной ширины по сварной и разборной полостям, а также имеют разные диаметры портов для конденсируемой и нагреваемой сред. Благодаря этому можно эффективно работать с потоками рабочих сред, для которых характерна значительная разница в объемных расходах. Конструкция позволяет сделать минимально возможным падение давления, сохранить турбулентное движение конденсируемой среды, наиболее эффективно использовать допустимые перепады давления, повысить эффективность теплопередачи, снизить нагрузку на насосы и энергопотребление всей системы.

Пластинчатые конденсаторы обладают следующими преимуществами:

- интенсивность теплообмена в 4–5 раз выше, чем в кожухотрубных горизонтальных конденсаторах;

- занимаемая ими площадь значительно меньше;

- существенно ниже расход дорогостоящих бесшовных труб;

- имеется возможность изменять площадь теплопередающей поверхности при перепаде тепловой нагрузки;

- допустима очистка пластин по водяной стороне механическим путем в полусварных конденсаторах.

В качестве недостатков таких аппаратов отмечаются:

- сложная конструкция;

- трудности, возникающие при проведении ремонтных работ;

- большие гидравлические потери со стороны как фреона, так и охлаждающей воды;

- возможность прогиба пластин и ухудшения циркуляции воды (чувствительность к гидроударам, пульсациям и превышениям рабочих давлений, вибрациям);

- особые требования к качеству охлаждающей воды.

При использовании воздуха как охлаждающей среды пластинчато-ребристые аппараты могут быть весьма компактными и эффективными

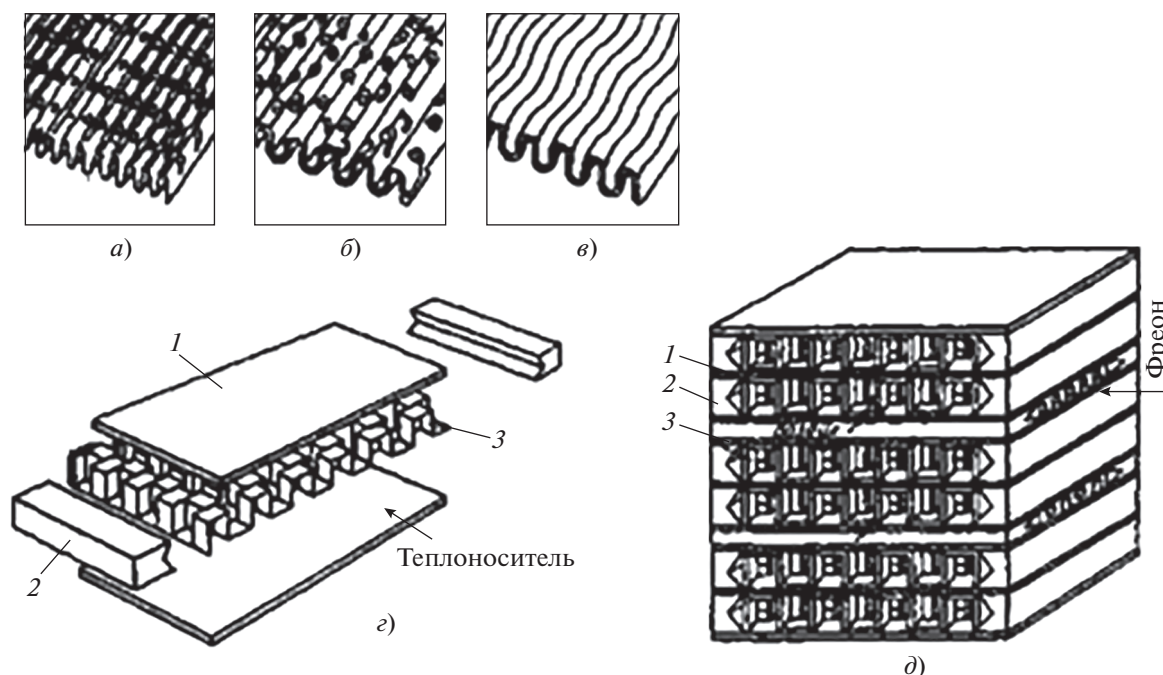


Рис. 12. Пластино-ребристый аппарат (без коллекторов для фреона).

Ребра: *а* — жалюзийные, *б* — перфорированные, *в* — волнистые; *г* — канал с прерывистой ребристой поверхностью; *д* — теплообменный блок с двухрядными каналами на стороне воздуха.

1 — разделительная пластина; *2* — боковой брусок; *3* — гофрированная ребристая поверхность

ми, что достигается применением мелкокорифленной поверхности, выполняющей роль оребрения и интенсификатора теплообмена (рис. 12) [32]. Наличие вторичной поверхности теплообмена — насадки между основными пластинами — позволяет изготавливать их из тонких листов без ущерба для прочности аппарата.

Область применения пластино-ребристых теплообменников — среды с давлением до 3–4 МПа (по некоторым данным, например [35], до 7 МПа) и температурой до 250°C [52]. Конструктивно теплообменник представляет собой теплообменную матрицу с приваренными к ней коллекторами и патрубками. В качестве материала теплообменника выбирают чаще всего алюминиевые сплавы и реже сталь (для высокотемпературных аппаратов).

Основной элемент пластино-ребристого аппарата — гофрированная со стороны воздуха поверхность (насадка). Анализ последних публикаций показывает, что к настоящему времени исследовано около 120 таких поверхностей с различной конфигурацией каналов [39, 53]: гладкие, прерывистые, жалюзийные, перфорированные и т.д. Технология штамповки алюминия и меди позволяет получать такие гофрированные поверхности высотой не более 18–20 мм (обычно применяются поверхности высотой 6–7 мм). Используя поверхности различной геометрической формы и размеров, закладывая при проектирова-

нии разное соотношение каналов по каждому из потоков, ориентируя насадки в различных направлениях, можно создавать оптимальные конструкции пластино-ребристых теплообменников аппаратов для решения самых разных задач.

Таким образом, преимуществами аппаратов такого типа являются компактность, малые габаритные размеры и масса, удобство и многовариантность компоновочных решений, высокие показатели прочности и жесткости и реализация теплообмена с малыми температурными напорами между теплоносителями.

Вместе с тем в конструкции пластино-ребристых теплообменников имеются и недостатки [35]:

присутствие промежуточных брусков и листов, которые практически не участвуют в теплообмене, но составляют до 40–50% общей массы аппарата;

наличие сварных коллекторов на входе и выходе фреона, масса которых достигает 15–20% массы аппарата;

необходимость в уменьшении проходных сечений по фреону до высоты каналов (1–3 мм) в установке перегородок в коллекторах;

в случае разгерметизации сложности ремонта на месте эксплуатации, а также трудности механической очистки наружной поверхности от запыления, связанные с невозможностью промыть

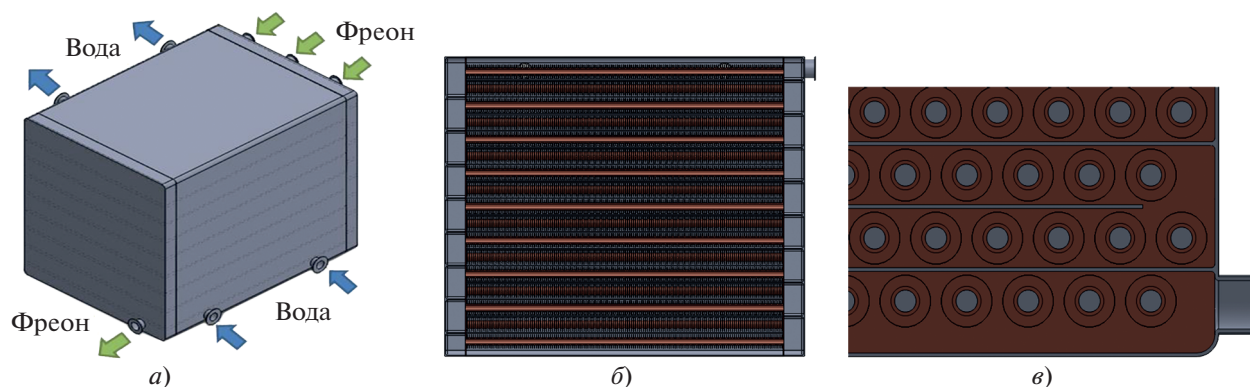


Рис. 13. Проект конденсатора ORC-установки для утилизации тепла уходящих газов автомобиля [54].

а – общий вид конструкции; *б* – оребренные трубы и поворотные коллекторы по тракту движения фреона R134a; *в* – перегородки, обеспечивающие многоходовое движение воды внутри корпуса

ее водой из-за вероятности возникновения коррозии.

Кроме того, при проектировании пластинчатых вариантов конденсаторов придется неизбежно столкнуться с существенной разницей в объемном расходе пара фреона и охлаждающего воздуха. Например, при температуре конденсации 30°C на 1 кг/с фреона R134a объемный расход составит $0.028\text{ м}^3/\text{с}$, а охлаждающего воздуха (при нагреве 10°C) – приблизительно $15\text{ м}^3/\text{с}$.

В работе [54] предложена конструкция кожухотрубного конденсатора малой мощности для использования в ORC-установке, утилизирующей тепло уходящих газов автомобильного двигателя. В таких граничных условиях конструкция аппарата должна быть максимально компактна. Фреон R134a движется в трубах наружным диаметром 8 мм и толщиной стенки 1 мм, оребренных снаружи для увеличения теплоотвода к охлаждающей воде, подаваемой в кожух аппарата, имеющий форму параллелепипеда (рис. 13, *а*). С помощью системы специальных перегородок коллектора обеспечивается многоходовое движение фреона (рис. 13, *б*). При этом перегородки в самом корпусе аппарата обеспечивают многоходовое движение охлаждающей воды (рис. 13, *в*).

Геометрические характеристики аппарата изменяются при переходе на другой фреон. В частности, внутренняя труба конденсатора предлагаемой конструкции при использовании в качестве рабочего вещества R245fa имеет наружный диаметр 10 мм и толщину 1 мм. Соответственно, возрастают и общие габаритные размеры аппарата.

Авторами [54] были проведены исследования механической прочности элементов и эффективности теплообмена в конденсаторе предложенной конструкции методами конечных элементов и CFD. Полученные результаты позволили авто-

рам рекомендовать аппараты такого типа к использованию в статических или динамических системах.

Однако в более поздней работе авторов [55] отмечено, что применение конденсатора предложенной конструкции для заявленной цели нежелательно по некоторым эксплуатационным причинам: необходимость создания дополнительного водяного контура в ограниченном пространстве автомобиля, высокая температура воды (до 40°C) летом и возможность замерзания зимой, сложность подбора насоса и пр.

Таким образом, в настоящем исследовании было рассмотрено большое число конструкций фреоновых конденсаторов. Чтобы сделать правильный выбор, следует учитывать климатические условия размещения ORC-установки, возможности по источнику охлаждения и способу организации его контура, а также необходимость обеспечения максимально возможной компактности и эффективности аппарата.

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕННИК

Теплообменник называется регенеративным, так как в термодинамическом цикле ORC-установки с его помощью обеспечивается внутрицикловая передача (регенерация) тепла (см. рис. 2). По конструкции данный теплообменник является рекуперативным (см. рис. 1), т.е. потоки нагреваемого и охлаждаемого низкокипящего рабочего вещества разделены поверхностью теплообмена.

В регенераторах и холодильных, и ORC-установок давление пара фреона ниже давления в жидкостной линии, однако тепловые потоки обратны (в первых – жидкость греет пар, во-вторых – наоборот).

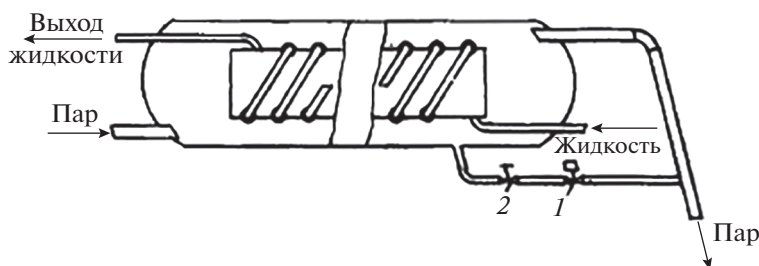


Рис. 14. Схема регенеративного теплообменника холодильной установки [15].
1, 2 — игольчатый и соленоидный вентили для возврата масла, собирающегося в кожухе

Анализ опыта холодильной промышленности позволяет рекомендовать для регенеративных теплообменников ORC-установок малой мощности аппараты типа “оребрённая труба в трубе”, для установок большой мощности — аппараты кожухотмеевиковой конструкции. В последних жидкостный змеевик (или несколько параллельных змеевиков), навитый вокруг вытеснителя, помещен в цилиндрический сосуд (рис. 14). Пар проходит в кольцевом пространстве между вытеснителем и кожухом, при этом обеспечивается более полное (по сравнению с вариантом без вытеснителя) омывание паром поверхности жидкостного змеевика. Змеевик изготавливают из гладких, чаще из оребренных снаружи труб [15].

В качестве регенеративного теплообменника ORC-установки малой и средней мощности также рекомендуется выбирать пластинчатые теплообменники [49]. Для установок большой мощности можно использовать традиционные кожухотрубные теплообменники (см. рис. 6, 7) с организацией многоходового движения пара в межтрубном пространстве [56].

Другой, причем наиболее удачной, по мнению авторов настоящей статьи, конструкцией для регенеративного теплообменника ORC-установки является пластинчато-ребристая (см. рис. 12). Такому выводу способствуют ее соответствие повышенным требованиям к компактности регенеративного теплообменника, диапазоны параметров фреонов и их чистота, высокая термодинамическая эффективность аппарата этого типа.

В качестве перспективной конструкции регенеративного аппарата ORC-установки можно рассматривать также микроканальные теплообменники [42, 46, 57], некоторые из которых уже используются во многих отраслях науки и техники. Выбор микроканального теплообменника как регенератора ORC-установки с чистыми рабочими средами даже более актуален, чем как воздушного конденсатора, поскольку такой аппарат позволяет нивелировать влияние загрязнения каналов пылью на теплообмен.

ВЫБОР КОНСТРУКТИВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ АППАРАТА

Благодаря многообразию существующих конструкций основного теплообменного оборудования ORC-установки, можно создавать различные варианты ее исполнения в зависимости от следующих факторов [58]: параметров и мощности теплового источника, капитальных затрат и эксплуатационных расходов, возможностей по размещению (габаритов установки), низкопотенциального источника тепла (водяное или воздушное охлаждение), рабочего вещества, климатических условий и пр.

Анализ литературных источников и опыта эксплуатации действующих установок позволяет выделить два подхода к компоновке ORC-установки теплообменными аппаратами. Первый подход — унификация конструкций подогревателя, испарителя (ФПГ), конденсатора и регенеративного теплообменника. При этом замечено, что в случае освещения авторами расчетных исследований представлены результаты сравнения вариантов конструктивного исполнения аппаратов и выбора среди них наиболее оптимального, в случае экспериментальных — подтверждение работоспособности оборудования выбранной конструкции и соответствия значений необходимых теплогидравлических параметров их расчетным значениям.

Так, в работе [59] приведены результаты сравнительного анализа эффективности использования двух конструкций в качестве испарителя (ФПГ) и конденсатора ORC-установки при работе теплообменника типа “труба в трубе” и пластинчатого аппарата. В ORC-установке утилизируется тепло уходящих газов двигателя внутреннего сгорания без промежуточного термомасляного контура, температура и расход которых отличны от номинальных. Для всех исследованных в данной работе фреонов требуемая теплообменная поверхность пластинчатого аппарата в 2 раза меньше, чем у аппарата типа “труба в трубе”, что свидетельствует о компактности первого. При этом авторы [59] отмечают возможность существенно изменять необходимую площадь поверхности

теплообмена для любой из рассматриваемых конструкций в зависимости от выбранного рабочего вещества при одинаковой выходной мощности, что окажет значительное влияние на стоимость таких установок. Кроме того, при работе ORC-установки на неполной нагрузке (до 60% номинальной) в испарителях пластинчатого типа снижение коэффициента теплопередачи меньше (на 25%), чем в аппаратах типа “труба в трубе” (на 30%).

Следует упомянуть, что в работе [59] отсутствует анализ влияния на эффективность установки гидравлических потерь в аппаратах и затрат на прокачку теплоносителя, что снижает объективность полученных результатов. Однако выводы, аналогичные [59], сделаны и авторами [60] при сравнении аппаратов кожухотрубного и пластинчатого типов (уже с учетом гидравлических потерь).

В [61] также приведены результаты сравнения эффективности использования испарителя пластинчатого типа, но уже с аппаратом кожухотрубной конструкции для ORC-установки мощностью 50 кВт. Авторами установлено, что влияние перегрева фреона на выходе из ФПГ зависит от типа применяемого аппарата. На выходе из ФПГ пластинчатого типа перегрев пара фреона менее 10°C может привести к нестабильной работе шнекового расширителя (фреоновой турбины) ORC-установки из-за значительного уноса жидкости. Для обеспечения стабильной работы пластинчатого испарителя число Якоба должно быть выше 0.07. А при использовании кожухотрубного теплообменника в качестве ФПГ не наблюдается неустойчивых колебаний в работе ORC-установки при перегревах 0–17°C. Авторы [61] полагают, что довольно большой буферный объем над пучком труб может существенно уменьшить эффект “тумана” и устранить унос жидкости в турбину.

В [62] для экспериментального стенда ORC-установки электрической мощностью 1 кВт применили кожухозмеевиковую конструкцию конденсатора и испарителя. Змеевик был выполнен из медной трубы диаметром 9.525 мм и толщиной 0.559 мм. Диаметр змеевика – 0.25 м, длина трубы испарителя составляла 10.61 м, конденсатора – 10.56 м, число витков – 13.5. В трубах испарителя нагревался фреон, в трубах конденсатора – вода. Результаты испытаний установок при автономной работе и совместно с солнечным коллектором [63] подтвердили целесообразность применения аппаратов предложенной конструкции.

Второй подход к компоновке ORC-установки заключается в подборе максимально удачной конструкции для каждого из теплообменных аппаратов [49, 56, 58]. По мнению авторов настоящей статьи, второй подход является наиболее обоснованным, так как по оценкам [33] затраты

на теплообменное оборудование достигают 30% стоимости серийной ORC-установки и еще на этапе проектирования должны быть максимально оптимизированы.

ВЫВОДЫ

1. Проиллюстрировано многообразие возможных технических решений для конструкции основных теплообменных аппаратов ORC-установки с термомасляным контуром. Безусловно, представленный перечень не является исчерпывающим и может быть существенно расширен. Однако большинство из описанных в настоящей работе конструкций уже прошли “естественный отбор” за более чем полувековой опыт эксплуатации как в “большой” энергетике, так и в холодильной технике, что позволяет рекомендовать их к рассмотрению.

2. По мнению авторов настоящей статьи, разработка и создание теплообменного оборудования для российских ORC-установок должны опираться на ставшие уже классическими технические решения, обновленные применением современных технологий обработки и исполнения теплообменной поверхности.

3. И внедрению ORC-установок, и выбору конструктивного исполнения ее основных теплообменных аппаратов обязательно должно предшествовать комплексное технико-экономическое обоснование для поиска и принятия оптимальных решений. Использование предлагаемой технологии должно обеспечивать экономический эффект за счет снижения расходов топливно-энергетических ресурсов при разумных капитальных и эксплуатационных затратах. При этом выбранные конструктивные решения должны удовлетворять основным технологическим требованиям и быть ориентированными на надежную долгосрочную работу оборудования с минимальным объемом технического обслуживания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Review** of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery / S. Lecompte, H. Huisseune, M. van den Broek, B. Vanslambrouck, M. De Paepe // *Renewable Sustainable Energy Rev.* 2015. V. 47. P. 448–461.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.03.089>
2. **Categorization** and analysis of heat sources for organic Rankine cycle systems / H. Zhai, Q. An, L. Shi, V. Lemort, S. Quoilin // *Renewable Sustainable Energy Rev.* 2016. V. 64. P. 790–805.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.06.076>
3. **Тенденции** и перспективы развития геотермальной энергетики / Г.В. Томаков, А.И. Никольский, В.Н. Семенов, А.А. Шипков, Б.Е. Паршин // *Теплоэнергетика*. 2012. № 11. С. 26–35.

4. **Бродянский В.М.** Повышение эффективности атомных и геотермальных электростанций посредством использования низких температур окружающей среды // Теплоэнергетика. 2006. № 3. С. 36–41.
5. **Сухих А.А.** Исследование термодинамических свойств и теплотехнических характеристик фторорганических рабочих веществ: автореф. дис. ... докт. техн. наук. М., 2012.
6. **Russian geothermal power equipment with ORC-units /** A. Nikolskiy, A. Shipkov, V. Semenov, G. Tomarov // Proc. of the World Geothermal Congress (WGC-2015). Melbourne, Australia, 19–25 April 2015.
7. **Анализ и предложения по совершенствованию бинарной фреоновой электростанции БЭС-2.5 /** Ю.М. Петин, И.И. Гогонин, Д.В. Колесников, А.А. Любин // Промышленная энергетика. 2022. № 7. С. 39–44.
<https://doi.org/10.34831/EP.2022.43.83.005>
8. **Сайт компании Turboden.** [Электрон. ресурс.] <https://www.turboden.com/products/2463/orc-system>
9. **Сайт компании Ormat.** [Электрон. ресурс.] <https://www.ormat.com/en/projects/all/main/>
10. **Сайт компании Triogen.** [Электрон. ресурс.] <http://www.triogen.nl/references/reference-overview>
11. **Сайт компании Enertime.** [Электрон. ресурс.] <https://www.enertime.com/fr/solutions/modules-orc>
12. **Сайт компании GMK.** [Электрон. ресурс.] <https://www.gmk.info/en/products/>
13. **Сайт компании Orcan.** [Электрон. ресурс.] <https://www.orcan-energy.com/en/#company>
14. **Хворов Г.А.** Анализ реализации потенциала энергосбережения в магистральном транспорте газа ПАО “Газпром” за период 2011–2016 гг. // Вести газовой науки. 2017. № 5 (33). С. 50–60.
15. **Теплообменные аппараты холодильных установок /** Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов, В.М. Медникова, Э.И. Крамской. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1986.
16. **Development and application of a 200 kW ORC generator system for energy recovery in chemical processes /** Y.-R. Lee, L.-W. Liu, Y.-Y. Chang, J.-C. Hsieh // Energy Procedia. 2017. V. 129. P. 519–526.
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.09.176>
17. **Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин /** А.А. Гоголин, Г.Н. Данилова, В.М. Азарсков, Н.М. Медникова. М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1982.
18. **Фокин Б.С., Гольдберг Е.Н., Солодовников А.С.** Исследование гидродинамических характеристик вертикального генератора насыщенного пара // Труды Научно-производственного объединения по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова. 1982. Т. 199. С. 37.
19. **Comparative study of waste heat steam SRC, ORC and S-ORC power generation systems in medium-low temperature /** X. Zhang, L. Wu, X. Wang, G. Ju // Appl. Therm. Eng. 2016. V. 106. P. 1427–1439.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.108>
20. **Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок /** Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, М.А. Ниренштейн. 2-е изд., испр. М.: Издательский дом МЭИ, 2021.
21. **ГОСТ 9916–77.** Маслоохладители для стационарных паровых и газовых турбин. Технические условия. М.: Изд-во стандартов, 1977. Введ. в действие с 01.07.1978.
22. **РТМ 108.020.126-80.** Методика расчета и проектирования охладителей масла для систем маслоснабжения турбоустановок. Л.: НПО ЦКТИ, 1982. Введ. в действие с 01.01.1982.
23. **Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М.** Теплообменные аппараты ТЭС. М.: Энергоатомиздат, 1988.
24. **Соколов Е.Я., Бродянский В.М.** Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: учеб. пособие для вузов. 2-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат, 1981.
25. **Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е.** Техническая термодинамика. М.: Издательский дом МЭИ, 2008.
26. **Zeinelabdeen M.I.M.** Theoretical studies in condensation on banks of plain tubes. Queen Mary University of London, 2015. <http://qmro.qmul.ac.uk/xmlui/handle/123456789/8973>
27. **Дячек П.И.** Холодильные машины и установки: учеб. пособие. Ростов н/Д: Феникс, 2007.
28. **Мещеряков Ф.Е.** Основы холодильной техники и холодильной технологии. М.: Пищевая пром-сть, 1975.
29. **Сайт компании “Ангара”.** [Электрон. ресурс.] www.angara.ru
30. **Кожухотрубные конденсаторы с охлаждением водой.** Серия ESK. Ангара. [Электрон. ресурс.] https://remont-chillera.ru/prod/catalog_esk.pdf
31. **Конденсаторы с водяным охлаждением.** Кожухотрубные конденсаторы для работы с пресной и морской водой. Каталог оборудования компании “Альфа Лаваль Поток”. [Электрон. ресурс.] <https://www.c-o-k.ru/library/catalogs/alfa-laval/10279/28145.pdf>
32. **Промышленная теплоэнергетика и теплотехника.** Кн. 4: Теплоэнергетика и теплотехника: справ. сер. / под ред. А.В. Клименко, В.М. Зорина. 4-е изд., стер. М.: Издательский дом МЭИ, 2007.
33. **Fundamental basis and implementation of shell and tube heat exchanger project design: condenser and evaporator study /** A.S. Dalkilic, O. Acikgoz, S. Tapan, S. Wongwises // Heat Mass Transfer. 2016. V. 52. P. 2863–2878.
<https://doi.org/10.1007/s00231-016-1790-9>
34. **Краснов М.** Российское производство испарительных конденсаторов NCT // Империя холода. 2022. № 4 (115). С. 31.
35. **Сайт компании “ЦентрПром-Холод”.** [Электрон. ресурс.] <http://cp-h.ru>
36. **Телевный А.М., Гаряев А.Б., Сынков И.В.** Экспериментальное исследование процессов тепло- и массообмена в трубчатых оребренных теплообменных аппаратах с орошаемой поверхностью // Энергосбережение и водоподготовка. 2010. № 2 (64). С. 49–51.

37. **AlfaGreen** — Воздушные конденсаторы. Каталог оборудования компании “Альфа Лаваль Поток”. [Электрон. ресурс.] <https://www.c-o-k.ru/library/catalogs/alfa-laval/10281/28147.pdf>
38. **Мильман О.О., Ананьев П.А.** Воздушно-конденсационные установки в тепловой энергетике (обзор) // Теплоэнергетика. 2020. № 12. С. 15–36. <https://doi.org/10.1134/S004036362012005X>
39. **Справочник** по теплообменникам. В 2 т. Т. 2 / Д.Б. Сполдинг, Ф.В. Шмидт и др.: пер. с англ.; под ред. О.Г. Мартыненко, А.А. Михалевица, В.К. Шикоз. М.: Энергоатомиздат, 1987.
40. **Теплообменники** компании LU-VE. [Электрон. ресурс.] <https://exchangers.luvegroup.com/air-cooled-condensers/ehvd-with-double-fan-row-v-coil>
41. **A combined** thermal system with an air-cooled organic Rankine cycle (ORC) / W. He, D. Han, C. Yue, W. Pu // Energy Procedia. 2014. V. 61. С. 137–141. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.11.924>
42. **Хомутский Ю.** Микроканальные теплообменники // Мир климата. 2011. № 66. [Электрон. ресурс.] <https://mir-klimata.info/mikrokanalnye-teploobmenniki/>
43. **Миниканальные** теплообменники в холодильной технике / А.В. Бараненко, О.Б. Цветков, Ю.А. Лаптев, Д.М. Ховалыг // Науч. журн. НИУ ИТМО. Сер. Холодильная техника и кондиционирование. 2014. № 3. С. 1–8.
44. **Зубков Н.Н.** Обработка труб теплообменников деформирующим резанием // Оборудование и инструмент для профессионалов. 2004. № 4. С. 20–22.
45. **Технология** деформирующего резания. [Электрон. ресурс.] <http://defrez.ru/>
46. **Геллер П.А., Юсупов М.Р.** Опыт использования спиральных компрессоров и микроканальных теплообменников DANFOSS в установках кондиционирования воздуха компании ООО “ПП “Техвент” // Холодильная техника. 2015. № 9. С. 12–13.
47. **Теплообменники** сильфонные ТОС. Сайт НПО “Новые технологии”. [Электрон. ресурс.] <https://www.newt.spb.ru/produksiya-i-uslugi/teploobmenniki-silfonnye>
48. **Анисимов С.В., Смирнов Ю.Б.** Интенсификация при конденсации пара на горизонтальных трубах с ребрами сложной формы // Теплоэнергетика. 1997. № 11. С. 38–41.
49. **Experimental** study on low-temperature organic Rankine cycle utilizing scroll type expander / J.-C. Chang, T.-C. Hung, Y.-L. He, W. Zhang // Appl. Energy. 2015. V. 155. P. 150–159. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.05.118>
50. **Lim T.-W., Choi Y.-S., Lee C.-K.** Design of plate heat exchangers for use in medium temperature organic Rankine cycles // Heat Mass Transfer. 2019. V. 55. P. 165–174. <https://doi.org/10.1007/s00231-018-2446-8>
51. **Пластинчатые** конденсаторы. Сайт производственно-инжиниринговой компании “Ридан”. [Электрон. ресурс.] <https://teploobmennik.ridan.ru/products/plastinchatye-kondensatoryi/>
52. **Григорьев В.А., Крохин Ю.И.** Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники: учеб. пособие для вузов. М.: Энергоиздат, 1982.
53. **Гопин С.Р., Шавра В.М.** Воздушные конденсаторы малых холодильных машин. М.: Агропромиздат, 1987.
54. **Capata R., Zangrillo E.** Preliminary design of compact condenser in an organic Rankine cycle system for the low-grade waste heat recovery // Energies. 2014. V. 7. Is. 12. P. 8008–8035. <https://doi.org/10.3390/en7128008>
55. **Utilization** of heat and power complex with a capacity of 1 MW / O.O. Milman, B.A. Shifrin, L.A. Kuzina, V.B. Perov // J. Phys.: Conf. Ser. 2019. V. 1382. Is. 1. P. 012143. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1382/1/012143>
56. **Capata R., Piras G.** Condenser design for on-board ORC recovery system // Appl. Sci. 2021. V. 11. Is. 14. P. 6356. <https://doi.org/10.3390/app11146356>
57. **Пат. RU 159637 U1.** Микроканальный теплообменник / А.Б. Гаряев, Н.М. Савченкова, О.Е. Прун, С.В. Захаров, М.В. Горелов. Опубл. 20.02.2015 // Б.И. 2015. № 5.
58. **Анализ** современных технических решений при разработке ORC установок с органическими рабочими жидкостями / Ю.М. Бродов, О.В. Комаров, В.А. Седуниев, В.Л. Блинов, И.С. Елагин // Изв. вузов. Проблемы энергетики. 2016. № 7–8. С. 24–33.
59. **Off-design** operation of ORC engines with different heat exchanger architectures in waste heat recovery applications / M.A. Chatzopoulou, S. Lecompte, M. de Paepe, C.N. Markides // Energy Procedia. 2019. V. 158. P. 2348–2353. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.282>
60. **Bull J., Buick J.M., Radulovic J.** Heat exchanger sizing for organic Rankine cycle // Energies. 2020. V. 13. Is. 14. P. 3615. <https://doi.org/10.3390/en13143615>
61. **Dynamic** response of a 50 kW organic Rankine cycle system in association with evaporators / Y.-R. Lee, C.-R. Kuo, C.-H. Liu, B.-R. Fu, J.-C. Hsieh, C.-C. Wang // Energies. 2014. V. 7. Is. 4. P. 2436–2448. <https://doi.org/10.3390/en7042436>
62. **Design** and manufacturing of organic Rankine cycle (ORC) system using working fluid R-134a with helical evaporator and condenser / A. Martin, Romy, D. Agustina, A.M. Ibra // IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 2019. V. 539. P. 012027. (Proc. of the Intern. Conf. on Design, Energy, Materials and Manufacture. Bali, Indonesia, 24–25 Oct. 2018). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/539/1/012027>
63. **Design** and manufacturing of organic Rankine cycle (ORC) system using R-134a as working fluid with solar collector as source energy / A. Martin, C. Naibaho, I. Kurniawan, Romy // Proc. of the Intern. Conf. of CELSciTech 2019 — Science and Technology Track (ICELST-ST 2019). Pekanbaru, Indonesia, 26 Sept. 2019. <https://doi.org/10.2991/icelst-st-19.2019.8>

Design Solutions for the Main Heat Exchangers in the Organic Rankine Cycle Circuit (Review)

I. S. Atanenkova^{a, *}, Yu. A. Geller^a, M. M. Vinogradov^a, E. A. Gorbunova^a,
D. S. Pisarev^a, and V. I. Kuznetsov^a

^a National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

*e-mail: antanenkovais@mail.ru

Abstract—The results are presented of the search for and systematization of information on typical design solutions for the main heat exchangers of installations with low-boiling working fluids. The organic Rankine cycle (ORC) has been widely accepted as a way for converting waste (exhaust) heat into electrical energy. An increase in the installed capacity of operating commercial ORC power plants and their total capacity is noted in the world every year. At the same time, design options for the main heat exchangers (heater, evaporator-superheater, condenser, regenerative heat exchanger) are not available in open access and presented in catalogues: information about them is not disclosed by the manufacturers and information available in publications is limited and disembodied. An attempt is made in this paper to systematize the available information and, based on an analysis of world and domestic experience in industrial production, formulate an idea of potential engineering solutions for heat and mass transfer installations, which can be offered as prototypes of the considered apparatuses. At the same time, the search for such solutions was focused primarily on apparatuses used in the refrigeration industry, conventional steam turbine power units, and modern ventilation and air-conditioning systems. The advantages and disadvantages of such apparatuses are examined. The results are presented of a comparative analysis of their design, power range, operational features, and the potential effect of these factors on the operation of the overall ORC installation. Approaches to the selection of heat-exchange equipment for ORC installations given in the available publications and proven in practice have been investigated and described.

Keywords: organic Rankine cycle, ORC-unit, design, steam generator, evaporator, condenser, regenerative heat exchanger, heat-transfer coefficient, refrigeration equipment, heat carrier, thermal oil, Freon, finning