

УДК 621.565

## Проектирование теплообменников транспортных кондиционеров

Канд. техн. наук А. Л. ЕМЕЛЬЯНОВ, Е. В. КОЖЕВНИКОВА

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет ИТМО

Институт холода и биотехнологий

191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

С. И. КЛЮЕВ, Т. А. ЛОПАТКИНА

ОАО «ИЭМЗ «Купол»»

426033, Удмуртская республика, г. Ижевск, ул. Песочная, 3

**Methods of design calculation of the condenser, the evaporator and the distributor of a liquid and testing calculation of the conditioner as a whole at any parameters of air on an input in heat exchangers are considered. Designs of two conditioners are described shortly.**

**Key words:** design procedure, the condenser, the evaporator, the liquid distributor, the transport conditioner.

**Ключевые слова:** методика расчета, конденсатор, испаритель, распределитель жидкости, транспортный кондиционер.

Транспортные кондиционеры отличаются разнообразием технических решений. Данное разнообразие связано с необходимостью их адаптации к условиям работы, конструкции и бортовому питанию объекта. Требуется оптимальный подбор и достаточно адекватный расчет основных элементов кондиционера для привязки его к объекту, обеспечению требуемой холодопроизводительности и расхода воздуха при минимальных размерах, массе и потребляемой мощности. Конденсатор и испаритель — самые крупные составные части кондиционера. С точки зрения энергетической эффективности выгодно иметь конденсатор с развитой поверхностью и большим расходом воздуха. Однако требования к компактности, энергопотреблению и снижению массы кондиционера вынуждают искать компромиссный вариант для его размеров. Размеры испарителя выбираются посредством теплового и аэродинамического расчета: при расходе воздуха, который обеспечивает выбранный вентилятор при работе на сеть, испаритель должен обеспечить требуемую холодопроизводительность при заданных температуре и влажности воздуха.

В практике предприятия расчет трубчатопластинчатых теплообменников транспортных кондиционеров выполняется с помощью специально разработанных универсальных программ «Уточненный расчет испарителя» и «Уточненный расчет конденсатора». В программах используются данные для коэффициентов теплоотдачи и аэродинамического сопротивления, полученные при испытаниях теплообменников [1, 2].

При проектировании конденсатора соблюдаются следующие ограничения. Фронтальное сечение выбирается таким образом, чтобы количество рядов труб было не более пяти, в противном случае для продувки конденсатора воздухом потребуется вентилятор повышенной мощности. Загрязнение пластин конденсатора большой глубины и уменьшенного фронтального сечения быстрее приводит к падению расхода воздуха и ухудшению показателей работы кондиционера. Количество змеевиков в конденсаторе выбирается из условия, чтобы его гидравлическое сопротивление не приводило к снижению температуры конденсации более чем на 2 К. В противном случае требовалось бы увеличение площади теплообмена. Методика расчета конденсатора изложена в статье [3].

По разработанной на ее основе программе рассчитываются зоны охлаждения, конденсации и переохлаждения хладагента. Программа выполнена в среде Microsoft Excel и легко адаптируется проектировщиком к решаемой задаче. Например, в зонах охлаждения и переохлаждения хладагента можно назначить меньшее количество змеевиков, чем в зоне конденсации, и добиться уменьшения площади теплообмена. С этой же целью зону охлаждения и часть зоны конденсации можно разместить в первом конденсаторе, а оставшуюся часть зоны конденсации и зону переохлаждения — во втором конденсаторе с меньшим количеством змеевиков. Программа предполагает равномерное распределение хладагента по змеевикам и одинаковый температурный напор для всех змеевиков. В конденсаторе с вертикальным расположением змеевиков предусматривается установка дополнительных перемычек для обеспечения равномерности тепловой нагрузки по рядам. Места установки указанных перемычек определяются расчетом. Трубки каждого змеевика  $i = 1, 2, \dots, m$  надо расположить в разных рядах  $j = 1, 2, \dots, k$  конденсатора так, чтобы значения тепловых нагрузок  $Q_i$  на змеевики были как можно ближе друг к другу:  $Q_1 \approx Q_2 \approx \dots \approx Q_m$ . Тепловая нагрузка на змеевик вычисляется по формуле:

$$Q_i = Kf(n_{i1}\Delta t_1 + n_{i2}\Delta t_2 + \dots + n_{ij}\Delta t_j + \dots + n_{ik}\Delta t_k), \quad (1)$$

где  $K$  — коэффициент теплопередачи в зоне конденсации;

$f$  — площадь теплообмена одной трубки;

$n_{ij}$  — количество трубок  $i$ -го змеевика в  $j$ -м ряду трубок конденсатора;

$\Delta t_j$  — температурный напор между хладагентом и воздухом в  $j$ -м ряду трубок, который уменьшается по ходу воздуха по экспоненциальной зависимости

$$\Delta t_j = (t_k - t_{в1}) \exp\left(-\frac{KF_j}{G_B c_{пв}}\right), \quad (2)$$

здесь  $t_k$  и  $t_{в1}$  — температуры конденсации хладагента и воздуха на входе в конденсатор;

$G_B$  — массовый расход воздуха;

$c_{пв}$  — удельная теплоемкость воздуха;

$F_j$  — площадь теплообмена, преодоленная воздухом от входа в конденсатор до  $j$ -го ряда трубок и составляющая часть  $F_j = F \frac{j}{k}$  от общей площади теплообмена конденсатора.

Найденное описанным методом расположение перемычек в конденсаторе при испытаниях показывает практически одинаковое переохлаждение в четырех первых змеевиках.

Расход воздуха для испарителя выбирается из условия теплового баланса таким образом, чтобы температура кипения хладагента в расчетных режимах находилась в диапазоне 5–9 °С. При этом конечная температура воздуха вычисляется с учетом требуемого конечного влагосодержания. Площадь фронтального сечения испарителя, как правило, рассчитывается из условия отсутствия выноса влаги вместе с охлажденным воздухом [4], а его высота и ширина согласуются с предварительно выбранным вентилятором. Все змеевики испарителя проектируются с одинаковой длиной и одинаковым расположением. Для сокращения площади теплообмена предусматривается движение хладагента по змеевикам по схеме общего противотока. Далее расчетом определяются шаг пластин, количество рядов трубок и количество змеевиков. До 2007 г. испарители рассчитывались по методике [5], согласно которой средняя температура поверхности ребер воздухоохладителя находится по  $i$ - $d$ -диаграмме влажного воздуха на пересечении прямой, проходящей через точки начального и конечного состояния воздуха, и кривой, описывающей воздух с относительной влажностью  $\varphi = 100\%$ .

Однако результаты испытаний кондиционеров и воздухоохладителей [6] показали, что в случае образования конденсата на части поверхности (что характерно для кондиционирования воздуха в подвижных объектах) лучшее согласование с опытами обеспечивает методика [7]. Согласно данной методике, рассчитываются последовательно зона сухого охлаждения — первая по ходу воздуха, а затем зона охлаждения с образованием конденсата на всей поверхности ребер. Скачкообразный переход от первой зоны ко второй в момент, когда текущая средняя температура поверхности ребер становится равной температуре точки росы воздуха, не позволяет точно рассчитывать образование конденсата. Для повышения точности расчета испарителя и конечных параметров воздуха разработана методика расчета трубчато-пластинчатых воздухоохладителей с переходной зоной, в начале которой конденсат образуется только на воротниках ребер, а в конце — на всей их поверхности. Количество змеевиков выбирается таким образом, чтобы их гидравлическое сопротивление не приводило к снижению температуры кипения более чем на 2 К. Расчет гидравлического сопротивления в зоне кипения выполняется по формулам, приведенным в книге [8], а в зоне перегрева хладагента — по зависимостям, указанным в справочнике [9].

Для равномерного распределения хладагента по всем змеевикам испарителя применяется распределитель жидкости. В методике его расчета для определения потерь давления используется зависимость для коэффициента сопротивления внезапного сужения из справочника [9] (для расчета корпуса распределителя) и зависимости для условного коэффициента трения жидкостных трубок. Условный коэффициент трения жидкостных трубок  $\lambda_{ж.т.}$ , отнесенный к скорости жидкого хладагента, был

выявлен из анализа рекомендаций фирм Danfoss (Дания) и Alco Controls (США) по подбору трубок распределителя. Данные для хладагента R134a представлены на рис. 1.

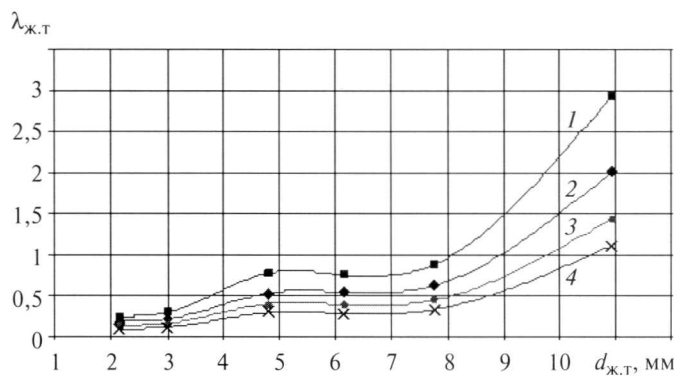


Рис. 1. График зависимости условного коэффициента трения жидкостной трубки от ее диаметра при различных температурах кипения хладагента R134a:  
1 — при -5 °С; 2 — при 0 °С; 3 — при 5 °С; 4 — при 10 °С

Разработанная методика позволяет выбрать длину и диаметр жидкостных трубок при условии обеспечения 8–10-кратного превышения гидравлического сопротивления распределителя жидкости над гидравлическим сопротивлением змеевиков испарителя. Качество изготовленного распределителя жидкости проверяется посредством определения пропускной способности по воздуху каждой жидкостной трубки, припаянной к корпусу распределителя и сформированной для пайки к теплообменнику. Затем аналогично проверяется качество пайки жидкостных трубок к змеевикам. Контрольные значения пропускной способности по воздуху рассчитываются по специально разработанной программе, основанной на данных справочника [9]. Расчет позволяет определить давление сжатого воздуха для проверки и выбрать наиболее подходящий ротаметр, чтобы показания расхода воздуха находились в верхней трети шкалы ротаметра.

Благодаря применению программ расчета проектирование конденсатора и испарителя не требует больших усилий. Наибольшее время затрачивается на расчет аэродинамического сопротивления воздушных трактов, в которых размещены теплообменники. Для каждого кондиционера приходится разрабатывать специальные программы, так как конфигурация воздушных трактов всегда индивидуальна. Аэродинамический расчет должен подтвердить, что расход воздуха, при котором рассчитаны конденсатор и испаритель, обеспечивается выбранными вентиляторами.

Имея программы расчета теплообменников, сведения о холодопроизводительности компрессора при разных температурах кипения и конденсации хладагента, данные о холодопроизводительности выбранного терморегулирующего вентиля (ТРВ) в зависимости от температуры кипения и перепада давления, расчетным путем можно проверить работу кондиционера при параметрах воздуха на входе в конденсатор и испаритель, отличающихся от принятых в расчете теплообменников. Для этого расчета применяется специальная пошаговая программа. С ее помощью отыскивается рабочая точка системы из четырех элементов, каждый из которых реагирует на внешние условия по своему закону. В результате определяются холодопроизводительность, расход хладагента

и параметры холодильного цикла при произвольных параметрах воздуха на входе в конденсатор и испаритель. Расчет используется для вычисления предельных допустимых температур воздуха, для корректировки расхода и/или температуры воздуха на входе в конденсатор — при получении неудовлетворительного переохлаждения хладагента, проверки правильности выбора комплектующих изделий и диаметров труб. Полученные данные о работе теплообменников применяются для определения массы хладагента, необходимой для работы кондиционера во всем диапазоне температур. Появляется возможность на этапе проектирования принимать меры по предотвращению неблагоприятных явлений, разрушающих компрессор и другие элементы.

При проектировании кондиционеров используются разработанные программы для расчета массы и внутреннего объема теплообменников, заправки хладагентом, а также для расчета внутренних диаметров труб. Изготовленные кондиционеры проходят проверку на комплексе психрометрических и калориметрических испытаний [10]. В ходе испытаний определяются холодопроизводительность и потребляемая мощность в номинальных условиях, проверяются запуск и работа при повышенных и пониженных температурах в сочетании с граничными напряжениями питания, работа при повышенной влажности.

С применением указанной теоретической и экспериментальной базы разработаны кондиционеры, различные по конструктивному исполнению, монтажному расположению, видам питания и режимам работы. В качестве примера ниже приведены схемы общего вида кондиционеров для путевой машины (рис. 2) и для кабины электровоза ЧС4т (рис. 3).

Кондиционер для рабочей кабины путевой машины ВПРС-03, разработанный по техническому заданию ОАО «Кировский машзавод 1 Мая», представляет собой моноблок с приводом сальникового компрессора (R134a) от гидродвигателя из состава машины ВПРС-03.

Питание вентиляторов, вентилялей и системы управления — от бортовой сети постоянного тока напряжением 24 В. Имеются режимы работы (охлаждение, нагрев и вентиляция) использованием подачи очищенного наружного воздуха в кабину в объеме до 20 % от общего. Нагрев — за счет обращения холодильного цикла (режим теплового насоса). Холодопроизводительность составляет 4 кВт при температуре наружного воздуха  $t = 40^\circ\text{C}$ , в кабине  $t = 28^\circ\text{C}$ ; теплопроизводительность — 3,5 кВт при температуре наружного воздуха  $t = -5^\circ\text{C}$ , в кабине  $t = 22^\circ\text{C}$ .

Кондиционер для кабины электровоза ЧС4т также является моноблочной конструкцией с выносным пультом управления и индикации (см. рис. 3). Устанавливается под полом кабины на место демонтированного кондиционера СНКЛ-5 и подсоединяется к штатным воздухопроводам со встроенным электрокалорифером. Компрессор кондиционера — полугерметичный, хладагент — R134a. Режимы работы — охлаждение и вентиляция, кроме того вентилятор внутреннего отсека используется при работе электрокалорифера. Электропитание — от бортовой сети напряжением 220 В/1 ф/50 Гц и постоянного тока 48 В. Холодопроизводительность составляет 5,8 кВт при температуре наружного воздуха  $t = 40^\circ\text{C}$  и в кабине  $t = 28^\circ\text{C}$ . Пять опытных образцов кондиционера успешно эксплуатируются с января 2007 г. в составе электровозов ЧС4т, приписанных к локомотивному депо г. Кирова.

Применение методик расчета и программ, разработанных на основе данных методик, позволило существенно сократить длительность процесса проектирования, оптимизировать конструктивные решения и избежать ошибок при выборе комплектующих изделий. Всесторонние испытания кондиционеров подтверждают пригодность разработанных методик и дают возможность максимально проработать конструкцию кондиционеров до установки в изделие.

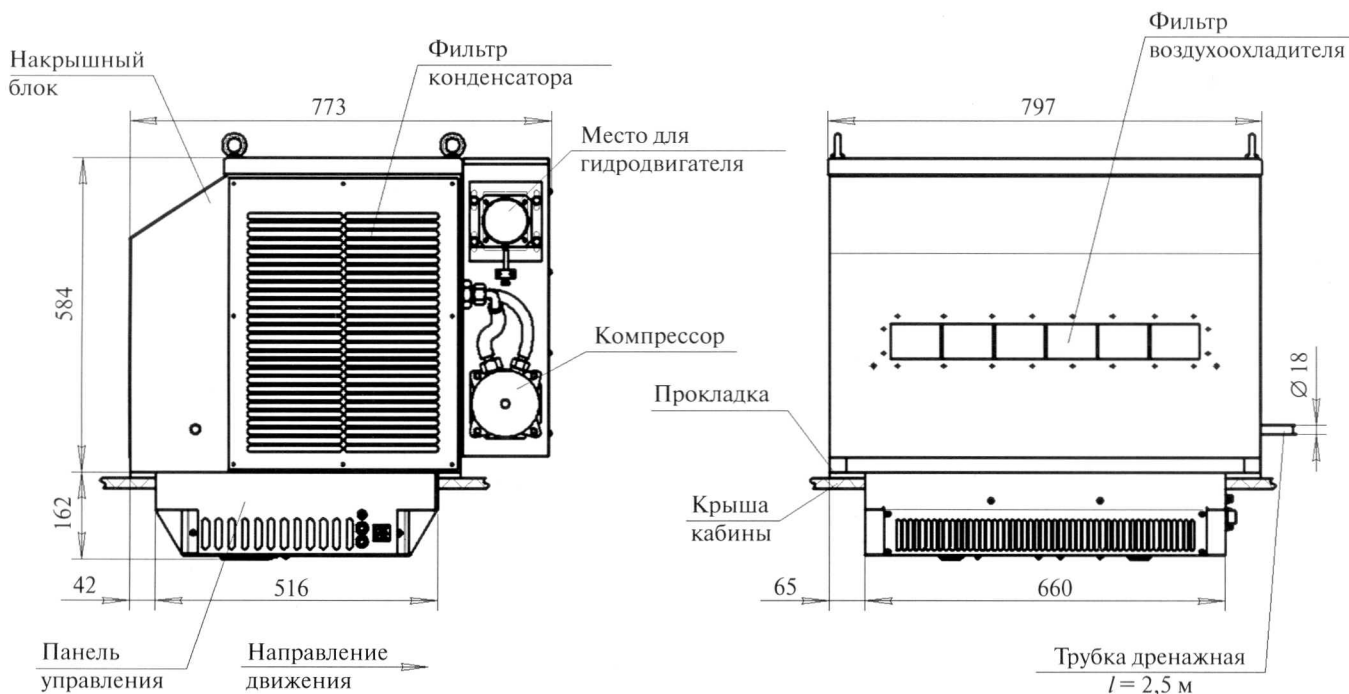


Рис. 2. Общий вид кондиционера для рабочей кабины путевой машины ВПРС-03

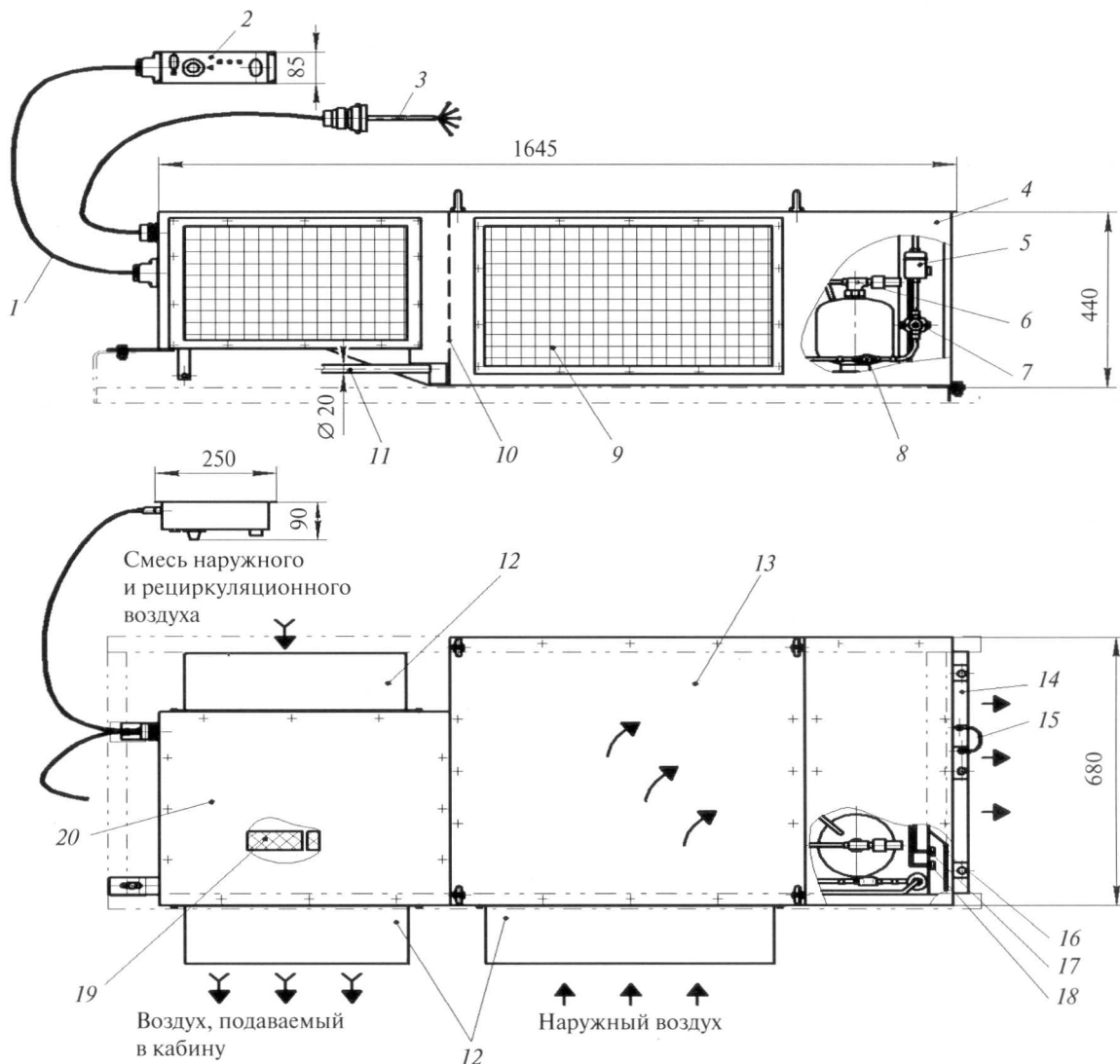


Рис. 3. Общий вид кондиционера для кабины электровоза ЧС4т:

- 1, 3, 15 — кабели; 2 — пульт управления и индикации; 4 — блок для кондиционирования воздуха; 5 — фильтр-осушитель; 6, 7 — вентили; 8 — смотровое стекло; 9 — воздушный фильтр конденсатора; 10 — перегородка между внутренним и наружным отсеками; 11 — трубка дренажная,  $l = 1$  м; 12 — гибкие переходники; 13 — наружный отсек; 14 — балка; 16 — крышка; 17, 18 — сервисные клапаны; 19 — фильтры испарителя; 20 — внутренний отсек

### Список литературы

1. Емельянов А. Л., Кожеевникова Е. В. Исследование коэффициентов теплоотдачи в воздушных трубчато-пластинчатых калориферах // Холодильная техника. 2011. № 7.
2. Емельянов А. Л., Кожеевникова Е. В. Аэродинамическое сопротивление воздушных трубчато-пластинчатых теплообменников // Вестник МАХ. 2011. № 3.
3. Лопаткина Т. А. Определение оптимального количества змеевиков для трубчато-пластинчатых теплообменников // ЭНЖ «Холодильная техника и кондиционирование». 2011. № 2. <http://www.open-mechanics.com/journals>
4. Кокорин О. Я. Установки кондиционирования воздуха. Основы расчета и проектирования. — М.: Машиностроение, 1978.
5. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин / Под ред. А. В. Быкова. — М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1984.

6. Кожеевникова Е. В., Лопаткина Т. А. Экспериментальное исследование эффективности методов расчета трубчато-пластинчатых воздухоохладителей при различных режимах образования конденсата // ЭНЖ «Холодильная техника и кондиционирование». 2011. № 1. <http://www.open-mechanics.com/journals>
7. AHRI Standard 410-2001, Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils, 2001, Air-Conditioning, Heating and Refrigeration Institute, 2111 Wilson Blvd, Arlington, VA 22201, U.S.A.
8. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов и др. — Л.: Машиностроение, 1986.
9. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейнберга. — М.: Машиностроение, 1992.
10. Кожеевникова Е. В., Лопаткина Т. А. Калориметрический комплекс для исследования теплоотдачи в теплообменниках и испытания кондиционеров // ЭНЖ «Холодильная техника и кондиционирование». 2010. № 1. <http://www.open-mechanics.com/journals>