

# Подбор капиллярных трубок для реверсивных холодильных машин

В. Л. КОШЕЛЕВ

ООО «ФАВВ рефимэкс»

236000, г. Калининград, Гвардейский проспект, 15

Канд. техн. наук А. И. ЕЙДЕЮС

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота

236029, г. Калининград, ул. Молодежная, 6

*Is noticed in this article, that thermal contact of a capillary tube with suction piping is undesirable in reversible refrigerating machines. The length of a capillary tube in cycle of thermal pump should be more than in refrigeration cycle. For preservation of high power efficiency of the refrigerating machine in both modes consistently with the basic capillary tube, an additional tube and in parallel to it a check-valve are installed. The procedure for length definition of additional capillary tube is described. We offer to divide basic capillary tube into 2–3 segments and to install 1–2 solenoid valves on the bypass piping. It allows to recompense flow reduction of throttling refrigerant, when temperature of condensation decreased.*

**Key words:** reversible refrigerating machine, capillary tube, power efficiency.

**Ключевые слова:** реверсивная холодильная машина, капиллярная трубка, энергоэффективность.

Капиллярные трубы (КТ) дросселируют жидкий хладагент независимо от направления его движения. По этому признаку они вполне подходят для реверсивных холодильных машин (ХМ), широко используемых в автономных системах кондиционирования воздуха (СКВ). По соображениям шумности КТ обычно располагают в наружном блоке (НБ) системы кондиционирования. Во внутренний блок (ВБ) в режиме охлаждения после дросселирования в НБ по жидкостному трубопроводу поступает хладагент с пониженной температурой насыщения. В режиме обогрева температура поступающего во ВБ пара превышает температуру выходящей из него жидкости, поэтому тепловой контакт между жидкостным и паровым трубопроводами нежелателен. По той же причине нежелателен контакт КТ с паровым трубопроводом.

Для реверсивных СКВ установлены расчетные значения температур внутреннего и наружного воздуха по сухому и мокрому термометрам для режима охлаждения:  $t_{bc} = 27^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{bm} = 19^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{nc} = 35^{\circ}\text{C}$  и режима обогрева  $t_{bc} = 20^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{hc} = 7^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{nm} = 6^{\circ}\text{C}$ . Подбор основного оборудования производится по параметрам режима охлаждения. В ряде случаев и размеры КТ подбираются по тем же параметрам. Такой подход следует признать нерациональным с позиций энергоэффективности ХМ после перевода ее в режим теплового насоса. Известно,

что КТ обеспечивает оптимальное заполнение испарителя жидким хладагентом лишь в одном расчетном режиме. Любые отклонения от него сопровождаются снижением энергоэффективности, а в некоторых случаях и переполнением испарителя [1, 2].

Анализ схемных решений одноблочных СКВ позволил выявить характерные варианты включения КТ в схему реверсивной ХМ (рис. 1, а–е). Во многих вариантах для циркуляции хладагента используется обратный клапан (ОК), установленный параллельно КТ. Для всех вариантов в режиме охлаждения хладагент движется от НБ к ВБ.

Реверсивные ХМ с одной КТ часто комплектуют двумя фильтрами (Ф) — см. рис. 1, а. Параллельное включение КТ и ОК в наружном и внутреннем блоках (рис. 1, д) позволяет дросселировать жидкий хладагент через КТ, подобранные для соответствующего режима и установленные непосредственно перед своим теплообменником (ТО). Удобство данного варианта заключается в возможности оптимального заполнения ТО кипящим хладагентом в обоих расчетных режимах. Кроме того, по жидкостному трубопроводу между НБ и ВБ в обоих режимах проходит хладагент с температурой конденсации, что позволяет отказаться от изоляции жидкостного трубопровода. Тем не менее размещение КТ во ВБ не характерно для

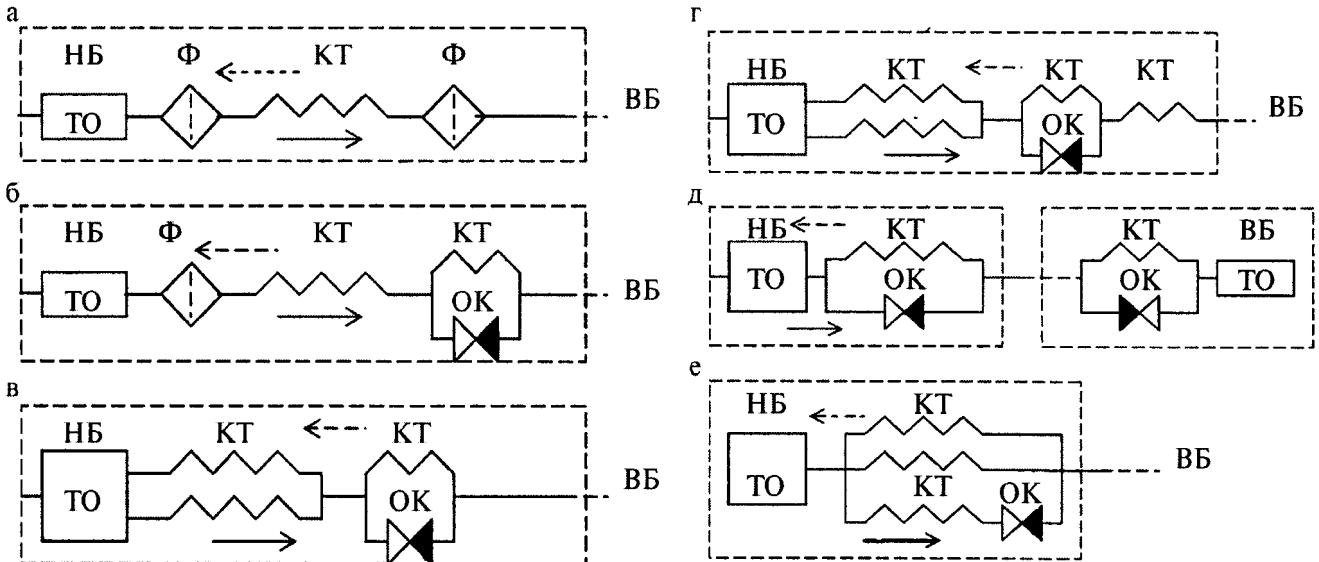


Рис. 1. Фрагменты схем (а-е) реверсивных ХМ с использованием КТ

одноблочных СКВ. Чаще один ОК устанавливается в НБ так, чтобы суммарное гидравлическое сопротивление двух или трех КТ в режиме обогрева было больше, чем в режиме охлаждения, рис. 1, б, в, г, е.

Многообразие вариантов применения КТ и ОК свидетельствует об отсутствии единого подхода к проектированию реверсивных ХМ с КТ. Во многом это объясняется отсутствием методики расчета дроссельного устройства, состоящего из набора КТ и ОК. Для подбора размеров или определения пропускной способности одиночной КТ в настоящее время используются полученные на основе обобщения опытных данных номограммы, расчетные графики, эмпирические зависимости и программа *DanCap* [3–5]. Все они имеют ограниченную область применения и не распространяются на случай последовательно-параллельного подключения КТ и ОК.

Методика гидродинамического расчета КТ по коротким участкам переменной длины и составленная по ней программа для ЭВМ *RefCap* позволяет проследить изменение параметров двухфазного потока по ходу его движения [6, 7]. По условиям на входе в КТ известной длины можно найти параметры потока на выходе из нее. Они являются входными для следующего участка дроссельного устройства.

Подбор рациональных размеров КТ затрудняется свойством самовыравнивания ХМ. Даже существенное отклонение размеров КТ от оптимальных значений влияет лишь на параметры цикла, степень заполнения испарителя жидким хладагентом и удельное потребление энергии. Указанные особенности неизвестны потребителям, а производители СКВ стараются не говорить о них. Более того, в технической документации поставщиков недается информация о размерах КТ и параметрах цикла ХМ. Не

всегда предусматривается возможность измерения давлений кипения и конденсации хладагента. Лишь для СКВ типа SIM 7-9-12 компании *Airwell* в технической документации содержатся графики изменения давлений всасывания и нагнетания, а также потребляемой мощности, холода- и теплопроизводительности в зависимости от параметров наружного и внутреннего воздуха. Работающая на хладоне R22 СКВ модели SIM12 обеспечивает в расчетных режимах:

- охлаждение:  $Q_o = 3300 \text{ Вт}$  при  $t_k = 46,2^\circ\text{C}$ ,  $t_0 = -5,8^\circ\text{C}$ ;
- нагрев:  $Q_t = 3600 \text{ Вт}$ ,  $N_t = 1400 \text{ Вт}$  при  $t_k = 48^\circ\text{C}$ ,  $t_0 = -7^\circ\text{C}$ .

Если предположить, что в КТ дросселируется насыщенная жидкость, а перегрев отсасываемого пара составляет  $5^\circ\text{C}$ , то массовые расходы циркулирующего хладагента имеют следующие значения:  $G = 79,31 \text{ кг/ч}$  в режиме охлаждения и  $G_t = 69,6 \text{ кг/ч}$  в режиме нагрева. Для рассматриваемой модели СКВ хорошо подходят КТ с внутренним диаметром  $d_t = 2,2 \text{ мм}$  или  $2,5 \text{ мм}$ . Значения расчетной длины  $l_c$  и параметров критического режима, полученные по программе *RefCap* при нескольких сочетаниях исходных данных, приводятся в табл. 1.

Во всех вариантах температура насыщения в критическом сечении  $t_{kp}$  оказывается выше температуры кипения  $t_0$ , поэтому поправка на длину КТ не требуется. Независимо от диаметра трубки расчетная ее длина при дросселировании насыщенной жидкости в режиме нагрева должна быть больше, чем в режиме охлаждения. Использование одной и той же КТ в обоих режимах возможно при условии, что в режиме нагрева к КТ поступает хладагент с начальным паросодержанием  $x_0 > 0$ .

## Результаты расчета капиллярных трубок

| № | $t_k, ^\circ\text{C}$ | $d_t, \text{мм}$ | $\Delta/d_t$ | $G, \text{кг/ч}$ | $x_0$  | $l_c, \text{м}$ | $t_{kp}, ^\circ\text{C}$ | $w_{kp}, \text{м/с}$ | $x_{kp}$ | $t_0, ^\circ\text{C}$ |
|---|-----------------------|------------------|--------------|------------------|--------|-----------------|--------------------------|----------------------|----------|-----------------------|
| 1 | 46,2                  | 2,2              | 0,001        | 79,3             | 0      | 2,23            | 4,2                      | 66,70                | 0,2829   | -5,8                  |
| 2 | -                     | 2,5              | -            | -                | -      | 4,60            | -3,2                     | 72,38                | 0,2829   | -                     |
| 3 | 48,0                  | 2,2              | -            | 69,6             | -      | 3,21            | 0,6                      | 71,82                | 0,2949   | -7,0                  |
| 4 | -                     | 2,5              | -            | -                | -      | 6,44            | -6,6                     | 76,79                | 0,2949   | -                     |
| 5 | -                     | 2,5              | -            | -                | 0,0532 | 4,60            | -5,6                     | 82,18                | 0,3856   | -                     |

В варианте 5 оно составляет 0,0532, что представляется незначительным. Объемное расходное паросодержание  $\beta$  при этом равно 0,429, т. е. почти половину входного сечения КТ занимает паровая фаза, а в ТО ВБ происходит неполная конденсация хладагента. Увеличение паросодержания в критическом сечении  $x_{kp}$  от 0,2949 до 0,3856 уменьшает количество теплоты, отводимой хладагентом от воздуха в ТО НБ на 30,7 %.

Из вышеизложенного следует, что для рассматриваемой модели СКВ лучше подходит схема с двумя КТ и ОК (рис. 1, б). Полагая, что длина КТ  $l_c = 4,6$  м является оптимальной для режима охлаждения, попытаемся подобрать длину  $l_d$  дополнительной КТ, подключенной параллельно ОК. Сложность заключается в том, что при работе по циклу теплового насоса жидкий хладагент сначала дросселируется в дополнительной КТ исключной длины, а затем — в основной КТ известной длины. Диаметры обеих КТ считаем одинаковыми и равными  $d_t = 2,5$  мм. Диаметр жидкостного трубопровода  $d_{ж} = 6,25$  мм. На рис. 2. показана расчетная схема с учетом разности диаметров и реального исполнения участка.

Для расчета основной КТ теперь известны ее размеры и расход хладагента  $G_t = 69,9$  кг/ч. Параметры хладагента на входе в нее зависят от гидравлического сопротивления предыдущих участков. Предсказать его заранее невозможно. Оно должно быть таким, чтобы при известном расходе  $G_t$  расчетная длина  $l_c$  основной КТ совпала с фактическим значением 4,6 м. Установка дополнительной КТ должна обеспечить дросселирование насыщенной жидкости. Ввиду потерь давления на местные сопротивления на участке жидкостного трубопровода между двумя КТ длина дополнительной КТ окажется несколько меньше разности расчетных длин по вариантам 4 и 2, т. е.  $l_d < (6,44 - 4,6) < 1,84$  м. Потери давления на участке жидкостного трубопровода между двумя КТ определяем для принятой длины участка  $l_y = 0,2$  м, причем коэффициент местного сопротивления при плавном повороте  $\zeta_p = 0,1$ , а в тройнике при отсутствии потока через ОК  $\zeta_m = 2,3$ . Поскольку дополнительные потери зависят от скорости потока в жидкостном трубопроводе, на которую влияет дросселирование в дополнительной КТ, расчет приходится вести методом последовательных приближений.

Первые же попытки показали, что ввод в программу исходных данных о свойствах хладагента в зависимости от температуры насыщения с шагом 1 °С не обеспечивает нужной точности, так как при низком паросодержании небольшому понижению давления соответствует большая длина участка КТ. Поэтому в программу RefCap были введены данные о свойствах хладагента R22 с шагом по температуре насыщения  $\Delta t_s = 0,2$  °С. Программа позволяет проследить изменения длины КТ и параметров потока в зависимости от понижающейся температуры насыщения  $t_s$ . При  $t_s = 45$  °С длина дополнительной КТ  $l_d = 1,65$  м, давление на выходе (с учетом потерь на внезапное расширение)  $p_b = 1717,016$  кПа, массовое паросодержание  $x = 0,02558$ , удельный объем парожидкостной смеси  $v_c = 1,22 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/кг, кинематическая вязкость  $\nu_c = 0,1242 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с. Перечисленных данных достаточно для определения скорости потока в жидкостном трубопроводе  $w_t = 0,745$  м/с и числа Рейнольдса  $Re = 38099$ . Из-за малой скорости потока потери на трение и мест-

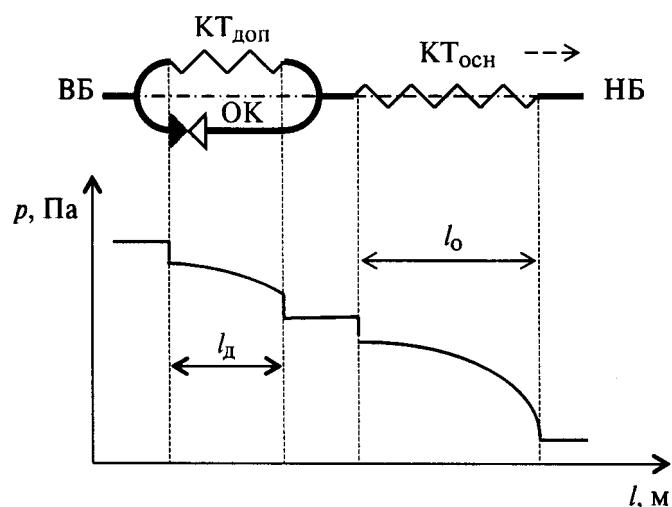


Рис. 2. Расчетная схема дросселирующего устройства

ные сопротивления в жидкостном трубопроводе определялись без учета дополнительного парообразования. Получены значения потерь на трение  $\Delta p_{т.ж} = 162,8$  Па и на местные сопротивления  $\Delta p_m = 546,2$  Па. Давление на входе в основную КТ  $p = p_b - \Delta p_{т.ж} - \Delta p_m = 1716,3$  кПа. Ему соответствуют температура насыщения  $t_s = 44,6$  °С и начальное паросодержание  $x_0 = 0,02887$ . По этим данным длина основной КТ составляет 4,65 м, что почти соответствует ее фактическому значению.

В целом  $l_d = 1,65$  м,  $l_0 = 4,65$  м, а  $l_d + l_0 = 6,3$  м, что на 0,14 м меньше расчетной длины  $l_c = 6,44$  м. Неудобство заключается в необходимости повторных расчетов при подборе длины дополнительной КТ. Эту процедуру можно автоматизировать, если задать параметры, определяющие гидравлическое сопротивление участка жидкостного трубопровода между двумя КТ.

Возможен вариант, при котором в режиме обогрева жидкий хладагент сначала проходит через основную КТ, а затем — через дополнительную. В таком случае не требуется последовательные приближения при определении параметров хладагента на входе в дополнительную КТ, а расчет следует вести до наступления в ней критического режима течения или достижения на выходе из нее давления, равного давлению кипения в испарителе. Несмотря на увеличение скорости потока в жидкостном трубопроводе до 1,62 м/с, длина дополнительной КТ составила  $l_d = 1,7$  м. Как видим, в обоих случаях длина дополнительной КТ примерно одинакова, а суммарная длина обеих КТ немного меньше расчетного значения  $l_c = 6,44$  м. Выполненный анализ показал, что деление КТ на два участка не оказывает существенного влияния на суммарную ее длину, но в сочетании с ОК позволяет обеспечить необходимое заполнение испарителя жидким хладагентом в расчетных режимах.

Параллельное включение основных КТ обычно применяется в тех случаях, когда ТО НБ выполнен в виде двух или более секций змеевиков со своими входами и выходами. С позиций режима охлаждения змеевики и параллельно подключенные КТ могут быть и неодинаковыми. Придется лишь проводить индивидуальный расчет КТ. В режиме же обогрева схема, представленная на рис. 1, г, уже не сможет обеспечить требуемую посадку хладагента в каждый змеевик. Поэтому одинаковое исполнение змеевиков предпочтительно.

Установленная в процессе анализа возможность деления КТ на участки может быть распространена и на ос-

новную КТ. В связи с тем, что в режиме охлаждения по существующим требованиям СКВ должна работать в диапазоне температур наружного воздуха от 21 до 46 °С, температура конденсации хладагента и пропускная способность КТ также изменяются в широких пределах. При уменьшении температуры конденсации массовый расход  $G$  насыщенного хладона R22 для трубы с  $d_t = 2,5$  мм и  $l_0 = 4,6$  м также уменьшается (табл. 2).

Для обеспечения требуемой холодопроизводительности в наиболее жаркий период к КТ должна поступать насыщенная жидкость, так как начальное паросодержание значительно снижает ее расход. С учетом этого длину КТ приходится подбирать по максимальной температуре конденсации. При понижении температур наружного воздуха и конденсации хладагента производительность компрессора повышается, а расход дросселируемого хладагента уменьшается. Вследствие этого понижаются температура кипения и энергоэффективность ХМ. Если температура конденсации поддерживается постоянной путем воздействия на вентилятор НБ, то при невысоких температурах наружного воздуха получается перерасход энергии на привод компрессора.

Ступенчатое изменение расхода дросселируемого хладагента может обеспечить деление основной КТ на два-три участка и применение одного-двух электромагнитных клапанов на жидкостном трубопроводе (рис. 3). В предлагаемом варианте общая длина основной КТ определяется по условиям наиболее высокой температуры конденсации. Когда она понижается, например на 10 °С, открывается клапан 2 и расход дросселируемого хладагента повышается до расчетного значения. При дальнейшем понижении температуры конденсации следует открыть также клапан 1. Автоматизировать управление клапанами 1 и 2 по температуре или давлению конденсации несложно. Затраты на такую модернизацию окупятся за счет экономии потребляемой энергии. Длину каждого участка основной КТ следует тщательно подобрать. Наличие программы RefCap расчета КТ при дросселировании разных хладагентов облегчает эту задачу.

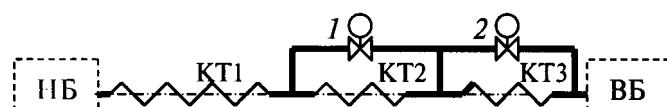


Рис. 3. Деление основной КТ на участки

Таблица 2

|                       |       |       |       |
|-----------------------|-------|-------|-------|
| $t_k, ^\circ\text{C}$ | 55    | 45    | 35    |
| $G, \text{ кг/ч}$     | 89,92 | 77,87 | 66,72 |

В режиме обогрева клапаны 1 и 2 остаются закрытыми, так как, согласно рис. 1, б, хладагент проходит последовательно через дополнительную и всю основную КТ. Узкий диапазон изменения температуры внутреннего воздуха и температуры конденсации не способствует отключению отдельных участков КТ.

Таким образом, для повышения энергоэффективности реверсивной ХМ общая длина КТ в режиме обогрева должна быть больше, чем в режиме охлаждения. При понижении температуры конденсации целесообразно уменьшать общую длину основной КТ за счет использования обводной линии.

## Список литературы

1. Ейдеюс А. И., Кошелев В. Л. Эффективность работы кондиционеров с капиллярной трубкой на расчетных режимах // АВОК. 2007. № 5.

2. Захаров Ю. В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. — СПб.: Судостроение, 1994.
3. Бабакин Б. С. Диагностика работы дросселирующих устройств и контроллеров холодильных систем. — Рязань: Узорочье, 2004.
4. ASHRAE Handbook — Refrigeration. Chapter 45. — Atlanta: ASHRAE, 2002.
5. Li Yang, Wen Wang. A generalized correlation for the characteristics of adiabatic capillary tubes // Int. J. Refrigeration. 2008.
6. Ейдеюс А. И., Кошелев В. Л. Гидродинамический расчет капиллярных трубок // Вестник Международной академии холода. 2008. № 3.
7. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010613417 «Программа для гидродинамического расчета капиллярных трубок при дросселировании разных хладагентов». Правообладатель БГАРФ, авторы Ейдеюс А. И., Кошелев В. Л., Семакин А. В. Зарегистрировано 24.05.2010.