

Гидродинамический расчет капиллярных трубок

Канд. техн. наук А.И. ЕЙДЕЮС,
Балтийская государственная академия
В.Л. КОШЕЛЕВ
компания «ФАВВ рефимпэкс»

A method of calculating capillary tube sizes for liquid refrigerant throttling with fixed rate flow is described in this article. Sequential calculation of parts with variable length is necessary because the parameters of expanding refrigerant are changed non-linearly along the tube. Taking into account the tube roughness the results of the calculation approximate experimental data on the basis of which charts for throttling refrigerants R12 and R22 are created. The method is suitable for any refrigerant and allows to find capillary tube capacity if its dimensions are given.

Попытки гидравлического расчета капиллярных трубок (КТ) предпринимались неоднократно [5], но методика расчета оказывалась трудоемкой, а результаты не вполне совпадали с экспериментальными данными. Поэтому предпочтение при подборе КТ отдавалось разного рода номограммам и эмпирическим формулам [1 – 3].

Настоящая методика подготовлена по следующим соображениям:

- ✓ с учетом возможностей персональных компьютеров трудоемкость расчетов становится несущественной;
- ✓ накоплены новые данные по гидродинамике двухфазных потоков;
- ✓ правильный подбор КТ позволяет повысить энергоэффективность холодильных машин в характерном диапазоне режимов работы;
- ✓ для подбора КТ при дросселировании новых хладагентов отсутствуют общедоступные номограммы.

Гидродинамический расчет направлен в первую очередь на определение размеров КТ (диаметра и длины). Он должен учитывать свойства конкретного хладагента и его параметры в расчетном режиме. Обычно известными считаются массовый расход G , давления конденсации p_k и кипения p_0 хладагента, а также его переохлаждение Δt_n или паросодержание x_0 на входе КТ. Сложность расчета обусловлена большим числом факторов, влияющих на процесс дросселирования. Для упрощения задачи рассматривается адиабатический процесс, протекающий без подвода и отвода теплоты. Поток хладагента считается однородным, т.е. скольжение паровой фазы относительно жидкостной не учитывается. Режим течения предполагается стационарным (массовый расход хладагента не изменя-

ется, а ускорение потока по длине трубки происходит за счет понижения плотности парожидкостной смеси). Учитывая небольшой диаметр КТ и малое время пребывания в ней каждой частицы хладагента, сделанные допущения вполне приемлемы.

В процессе дросселирования хладагента, а иногда и до его входа в КТ образуется парожидкостная смесь. Состояние ее характеризуют три вида паросодержания [4]:

✓ массовое

$$x = G'' / (G'' + G') = (i_c - i') / (i'' - i'), \quad (1)$$

где G'' , G' – массовый расход паровой и жидкостной фаз;

i_c – энтальпия смеси;

i' , i'' – энтальпии жидкости и пара на линии насыщения;

✓ объемное расходное паросодержание β , когда вместо массовых расходов используются объемные расходы пара и жидкости;

✓ истинное объемное паросодержание ϕ , определяемое как доля сечения потока, занятая паром. Найти его пока удастся лишь экспериментально, хотя подобные эксперименты с КТ, по-видимому, не проводились из-за их сложности.

Если скольжение фаз отсутствует, то $\phi = \beta$ и однозначно зависит от паросодержания x , как и другие параметры парожидкостной смеси.

Удельный объем смеси:

$$v_c = v''x + v'(1 - x) = v' + x(v'' - v'), \quad (2)$$

где v' , v'' – удельные объемы жидкости и пара на линии насыщения.

Коэффициент кинематической вязкости смеси:

$$v_c = v' + x(v'' - v'), \quad (3)$$

где v' , v'' – коэффициенты кинематической вязкости жидкости и пара на линии насыщения.

Уравнение сплошности двухфазного потока в стационарном режиме можно выразить через приведенные скорости жидкости $w_0' = v'/S$ и пара $w_0'' = v''/S$:

$$dw_0'/dz + (v'/v'')dw_0''/dz = 0, \quad (4)$$

где S — площадь проходного сечения КТ;

z — координата по направлению движения среды.

Очевидно, что при дросселировании хладагента приведенная скорость жидкости w_0' уменьшается, а скорость пара w_0'' увеличивается. Общий перепад давлений Δp между двумя сечениями трубки складывается из потерь на трение Δp_T , местные сопротивления Δp_M и ускорение потока Δp_y , а также нивелирного напора Δp_H :

$$\Delta p = \Delta p_T + \Delta p_M + \Delta p_y + \Delta p_H. \quad (5)$$

Отдельные составляющие перепада находятся по известным формулам. Особенности парожидкостной смеси учитываются при определении переменных, входящих в формулы. Поскольку параметры хладагента на линии насыщения зависят от давления, в процессе дросселирования происходит нелинейное изменение параметров парожидкостной смеси. В связи с этим перепад давлений приходится определять по коротким участкам КТ, в пределах которых можно использовать средние между входом и выходом значения параметров смеси.

Потери давления при движении двухфазного потока всегда оказываются больше, чем при движении однофазной жидкости. Основная их доля в КТ приходится на трение и ускорение потока. Потери давления на трение находят по формуле Дарси:

$$\Delta p_T = \xi(\rho_{cp} w_{cp}^2 / 2) (l/d), \quad (6)$$

где ξ — коэффициент сопротивления трения;

ρ_{cp} — средняя плотность смеси, обратно пропорциональная удельному ее объему v_{cp} ;

w_{cp} — средняя скорость смеси;

l — длина участка;

d — диаметр трубки.

В дальнейших расчетах удобно использовать массовую скорость потока $\rho w = G/S$, которая не изменяется по длине трубки. С учетом ее

$$\rho w^2 = Gw/S = v(G/S)^2.$$

Потери давления на преодоление местных сопротивлений находят по плотности и скорости потока в месте сосредоточения каждого сопротивления:

$$\Delta p_M = \zeta \rho w^2 / 2 = \zeta w^2 / (2v), \quad (7)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления.

На входе и выходе КТ происходит внезапное изменение сечения канала. В зависимости от соотношения площадей сечения коэффициент местного сопротивления при внезапном сужении $\zeta_c = 0,46...0,48$, а при внезапном расширении $\zeta_p = 0,8...0,9$ [7]. Указанные значения пред-

полагают, что в формуле (7) скорость потока относится к меньшему сечению.

Дополнительные местные сопротивления обусловлены изменением направления потока. Чаще всего КТ выполняется в виде спирального змеевика. В подобных случаях потери давления Δp_T умножают на поправочный коэффициент ϵ . Значения его зависят от отношения диаметра змеевика D к внутреннему диаметру трубки d [6, 7]:

D/d	250	20	10	8	6	5	4	3
ϵ	1	1,1	1,25	1,35	1,5	1,6	1,7	1,9

Потеря давления на ускорение определяется разностью количеств движения в конечном и начальном сечениях рассматриваемого участка:

$$\Delta p_y = \rho_k w_k^2 - \rho_n w_n^2 = G(w_k - w_n)/S = (v_k - v_n)(G/S)^2, \quad (8)$$

где индексы «к» и «н» относятся к параметрам потока в конце и начале участка.

Нивелирный напор зависит от разности уровней Δh между входом и выходом участка или всей трубки:

$$\Delta p_H = \rho_c g \Delta h,$$

где g — ускорение свободного падения.

Величина этого напора может быть положительной или отрицательной. Обычно она пренебрежимо мала и не учитывается при расчете КТ.

Из приведенных соотношений видно, что основную трудность представляет определение потерь давления на трение, которые распределены по длине трубки и зависят от свойств дросселируемого потока. С учетом поправочного множителя ϵ и массовой скорости потока формулу (6) можно представить в виде:

$$\Delta p_T = \epsilon \xi w (G/S) / (2d) = \epsilon \xi \rho_{cp} (G/S)^2 / (2d). \quad (9)$$

Коэффициент трения ξ зависит от режима течения, который характеризуется числом Рейнольдса $Re = wd/v$. Существует два подхода к определению коэффициента ξ при движении парожидкостной смеси [5]. По одному из них для каждого выделенного сечения определяются коэффициенты:

$$\xi_1 = \xi' - x(\xi' - \xi''), \quad (10)$$

где ξ' , ξ'' — коэффициенты трения, рассчитанные по полному расходу среды для каждой из фаз в отдельности с использованием параметров жидкости и пара на линии насыщения.

При этом $\xi' = f(Re')$, $\xi'' = f(Re'')$, $Re' = w'd/v$, $Re'' = w''d/v$, $w' = Gv'/S$, $w'' = Gv''/S$. Средняя величина коэффициента ξ_{lcp} для конкретного участка находится как среднее арифметическое его значений в начале ξ_{1n} и конце ξ_{1k} участка:

$$\xi_{1cp} = (\xi_{1n} + \xi_{1k})/2.$$

По другому подходу для каждого сечения трубки находится удельный объем v_c и кинематическая вязкость ν_c парожидкостной смеси по формулам (2) и (3), а также скорость смеси $w_c = Gv_c/S$. По значению $Re_c = w_c d/\nu_c$ определяется коэффициент $\xi_2 = f(Re_c)$. Средняя для конкретного участка величина коэффициента $\xi_{2cp} = (\xi_{2n} + \xi_{2k})/2$. Поскольку видимых достоинств и недостатков ни один из подходов не имеет, были выполнены многовариантные расчеты КТ с использованием коэффициентов ξ_{1cp} и ξ_{2cp} .

Коэффициент трения ξ сложным образом зависит от числа Рейнольдса. Предложено несколько формул для вычисления коэффициента ξ гидравлически гладких труб [6–8]. При $Re > 3000$ для определения как ξ_1 , так и ξ_2 подходит формула

$$\xi = (1,82 \lg Re - 1,64)^{-2}. \quad (11)$$

Ввиду малой величины нивелирного напора при $\epsilon = 1$ КТ можно рассматривать как горизонтальный канал постоянного сечения. Перепад давлений на большинстве участков $\Delta p_i = \Delta p_{ti} + \Delta p_{yi}$. Исключение составляет первый участок, для которого дополнительно имеется потеря давления на входе $\Delta p_{вх}$. Если в КТ не наступает критический режим течения, то на последнем участке появляется потеря давления на выходе $\Delta p_{вых}$. Расчеты показывают, что в большинстве случаев критическое давление на выходе из КТ превышает давление кипения, что позволяет не определять $\Delta p_{вых}$.

Делить КТ на расчетные участки одинаковой длины нецелесообразно, так как по параметрам хладагента в начале участка не удастся без последовательных приближений найти давление в его конце. Удобнее задаваться перепадом давлений на участке Δp_i . Тогда известны параметры хладагента на его входе и выходе. По ним нетрудно определить потерю давления на ускорение Δp_{yi} , найти $\Delta p_{ti} = \Delta p_i - \Delta p_{yi}$ и по формуле (9) вычислить длину участка l_i . Из-за роста паросодержания x и скорости w_c вдоль КТ длина участков в ее начале оказывается намного больше, чем в конце. Из-за определения коэффициентов трения ξ_1 и ξ_2 разными способами в дальнейших расчетах появляются неодинаковые длины l_{1i} и l_{2i} одних и тех же участков.

Пока сумма потерь Δp_{ti} и Δp_{yi} не превышает принятого перепада Δp_i , расчет продолжается. Появление неравенства $\Delta p_{ti} + \Delta p_{yi} > \Delta p_i$ свидетельствует о наступлении критического режима. Это означает, что дальнейшее ускорение потока невозможно, так как движущая сила потока израсходована на предыдущих участках. Суммарная длина участков l_{c1} или l_{c2} обеспечивает дросселирова-

ние заданного расхода хладагента с известными его параметрами на входе в КТ выбранного диаметра. Она равна расчетной длине КТ.

Поскольку таблицы свойств хладагентов составлены в зависимости от температуры насыщения, для практических расчетов КТ удобнее задаваться понижением не давления, а температуры насыщения на участках. Такой подход позволяет избежать интерполяций при определении параметров хладагента на границах участков. Расчеты рекомендуется проводить в табличной форме. Приходится формировать две таблицы. В первой из них с выбранным шагом понижения температуры насыщения приводятся значения температуры и давления насыщения, а также параметров насыщенного хладагента $v', v'', i', i'', v', v''$. Параметры каждой строки определяют границы участков КТ. Энтальпия жидкости $i_{ж}$ на входе в КТ остается неизменной для всех строк. Остальные столбцы таблицы заполняются значениями, рассчитанными по приведенным ранее формулам: $x, v_c, \nu_c, w', w'', Re', Re'', \xi', \xi'', \xi_1, w_c, Re_c, \xi_2$. Если составить несложную программу, например, в пакете Excel, то после ввода исходных данных расчетные значения появляются автоматически.

Вторая таблица составляется по участкам КТ, границы которых были определены предыдущей таблицей. Первый участок находится между сечениями 1 и 2, второй участок — между сечениями 2 и 3 и т.д. Только для первого участка находится $\Delta p_{вх}$ по формуле (7) с использованием скорости w_c и удельного объема v_c из первой строки предыдущей таблицы. Остальные столбцы и строки второй таблицы заполняются расчетными значениями $\Delta p, \Delta w_c, \Delta p_y, \Delta p_t, w_{cp}, \xi_{1cp}, \xi_{2cp}, l_1, l_2, l_{c1}, l_{c2}$. В программе вычислений следует учесть, что разности Δp и Δw_c должны быть положительными, хотя по длине КТ давление хладагента понижается, а скорость потока повышается. Поправочный коэффициент ϵ можно учесть на конечном этапе, когда известно конкретное исполнение КТ.

Если на очередном участке появляется значение $\Delta p_i < 0$, то расчет прекращается из-за наступления критического режима. Удаленность этого участка от входа в КТ определяет расчетную ее длину. Из первой таблицы по условиям на границах последнего участка нетрудно найти критические значения давления $p_{кр}$, паросодержания $x_{кр}$ и скорости $w_{с.кр}$.

Чтобы оценить достоверность методики, выполнено 18 вариантов расчета КТ при дросселировании R12 и R22. Рассматривали КТ диаметрами 1; 1,625 и 2 мм, задавали разные расходы и неодинаковые состояния хладагента на входе. Расчетные длины l_{c1} и l_{c2} при $\epsilon = 1$ сопоставлялись с длиной трубки $l_{и}$, найденной по номограммам [1, 2].

Приведем пример для R22 при диаметре трубы $d = 1,4$ мм, $t_k = 45$ °С, $G = 30$ кг/ч, $\Delta t_n = 0$ °С.

Из номограммы имеем $l_n = 3,5$ м, а по расчету получаем $l_{c1} = 3,94$ м, $l_{c2} = 4,45$ м, $w_{c,кр} = 73,18$ м/с, $p_{кр} = 367,9$ кПа, $x_{кр} = 0,315$. Оказалось, что во всех случаях $l_{c2} > l_{c1}$, а $l_{c1} > l_n$. Отношение l_{c1}/l_n возрастает с увеличением скорости w_c и чисел Re_c .

Во многих случаях $Re_c > 100\,000$. По данным исследований Никурадзе, при высоких значениях чисел Рейнольдса следует учитывать шероховатость труб [7, 8]. Значение имеет не абсолютная шероховатость Δ , а относительная — Δ/d . По справочным данным шероховатость медных труб $\Delta = 0,0015 \dots 0,01$ мм. При диаметре трубки $d = 1,5$ мм такие неровности уже дают $\Delta/d = 0,001$, что оказывает заметное влияние на коэффициент трения ξ с ростом чисел Рейнольдса.

Во второй серии расчетов вместо формулы (11) для определения коэффициентов ϵ_1 и ϵ_2 использовалась формула А.Д.Альтшуля:

$$\xi = 0,1(1,46\Delta/d + 100/Re)^{0,25}. \quad (12)$$

Расчеты при $\Delta/d = 0,001$ проводились для обоих хладагентов по тем же таблицам, только увеличено число вариантов. Сравнение расчетных длин l_{c1} и l_{c2} с найденными по номограмме длинами l_n проведено для 88 вариантов, которые охватывают следующий диапазон исходных данных: $d = 0,6 \dots 4,5$ мм; $p_k = 0,85 \dots 2,17$ МПа; $\Delta t_n = 0 \dots 20$ °С; $x_0 = 0 \dots 0,4$; $G = 3 \dots 400$ кг/ч. Отдельные варианты отличались друг от друга лишь значением одного параметра. Это позволило проследить влияние на расчетную длину КТ таких факторов, как расход G , переохлаждение Δt_n или начальное паросодержание x_0 хладагента, диаметр КТ. Тенденции влияния оказались такими же, как и при использовании номограмм, что подтверждает работоспособность методики.

По-прежнему во всех случаях $l_{c2} > l_{c1}$, а отношение l_{c2}/l_{c1} находится в пределах $1,004 \dots 1,232$. В частности, для принятых в вышеприведенном примере условий получается: $l_{c1} = 3,4$ м; $l_{c2} = 3,79$ м; $w_{c,кр} = 73,18$ м/с; $p_{кр} = 367,9$ кПа; $x_{кр} = 0,315$. Отношения расчетных длин l_{c1} и l_{c2} к найденным по номограммам длинам l_n при указанном диапазоне изменения исходных данных оказались в пределах: $l_{c1}/l_n = 0,761 \dots 1,226$, а $l_{c2}/l_n = 0,823 \dots 1,417$. Как видим, отношения l_{c1}/l_n ближе к единице и отклоняются от нее меньше, чем отношения l_{c2}/l_n . Средние для всех 88 вариантов $l_{c1}/l_n = 0,982$ и $l_{c2}/l_n = 1,074$. Они также показывают лучшее совпадение длин l_{c1} и l_n , чем l_{c2} и l_n . В целом на основе выполненных расчетов предлагается отдать предпочтение первому способу определения

коэффициента трения с использованием формулы (10).

Учет шероховатости КТ следует считать обязательным. Если в расчетах вместо $\Delta/d = 0,001$ принять $\Delta/d = 0,0005$, то отношения l_{c1}/l_n и l_{c2}/l_n возрастают в среднем на 5–6 %. При отсутствии других данных о шероховатости можно воспользоваться опытными данными по дросселированию хладагента в КТ любой длины. Если измерены расход и параметры начального состояния хладагента, то по предлагаемой методике нетрудно подобрать относительную шероховатость Δ/d , которая характерна для всех КТ, выполненных из трубки определенного диаметра, изготовленной по единой технологии.

Известно, что определение размеров КТ по номограммам или иным зависимостям предполагает последующую проверку результатов на стенде. Не будет исключением и данная методика расчета. В отличие от имеющихся номограмм она пригодна для подбора КТ при дросселировании любого хладагента с известными термодинамическими и теплофизическими свойствами. После однократной отладки программы расчета по ней можно не только находить подходящие размеры КТ, но и определять ее характеристику. Опыт показывает, что для КТ заданных размеров за несколько минут удастся найти ее пропускную способность при известных параметрах дросселируемого хладагента. Программа подходит и для случая, когда известны расход и давление хладагента, а найти нужно его переохлаждение Δt_n или начальное паросодержание x_0 .

Список литературы

1. Бабакин Б.С. Диагностика работы дросселирующих устройств и контроллеров холодильных систем. — Рязань: Узорочье, 2004.
2. Вейнберг Б.С. Расчет капиллярных трубок для фреонов 12 и 22 // Холодильная техника. 1969. №10.
3. Елагин М.Ю. Математическая модель для расчета капиллярных трубок // Холодильная техника. 1984. №7.
4. Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюшин Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. — М.: Высшая школа, 1986.
5. Стоккер В.Ф. Холодильная техника и кондиционирование воздуха. — М.: Машгиз, 1962.
6. Теплообменные аппараты холодильных установок/ Под ред. Г.Н.Даниловой. — Л.: Машиностроение, 1986.
7. Теплофизические основы получения искусственного холода: Справочник / Под ред. А.В.Быкова. — М.: Пищевая промышленность, 1980.
8. Чугаев Р.Р. Гидравлика. — Л.: Энергия, 1970.