

**Сумзина Л. В.
Максимов А. В.
Кудров Ю. В.**

**Теоретические основы расчета
рабочих процессов компрессионного
бытового холодильника**

Монография

Л. В. Сумзина, А. В. Максимов, Ю. В. Кудров

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
КОМПРЕССИОННОГО БЫТОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА**

Монография

Электронное текстовое издание

Санкт-Петербург
Наукоемкие технологии
2023

© Сумзина Л. В., 2023
ISBN 978-5-907804-11-1

УДК 621.56
ББК 31.392
С89

Рецензенты:

Михаил Евгеньевич Ставровский – доктор технических наук, профессор кафедры промышленной логистики ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»;

Оксана Николаевна Борисова – кандидат технических наук, доцент высшей школы сервиса ФГБОУ ВО «Российский государственный университет туризма и сервиса»

Сумзина Л. В.

С89 Теоретические основы расчета рабочих процессов компрессионного бытового холодильника. [Электронный ресурс]: монография / Л. В. Сумзина, А. В. Максимов, Ю. В. Кудров. – СПб: Научное издание технологий, 2023. – 73 с. – URL: <https://publishing.intelgr.com/archive/Teoreticheskie-osnovi-rascheta.pdf>.

ISBN 978-5-907804-11-1

В монографии представлены результаты научных исследований теоретических основ рабочих процессов компрессионного бытового холодильника. Проведен анализ особенностей рабочих процессов бытовых холодильников по сравнению с другими видами холодильного оборудования.

Новизна монографии заключается в комплексном научном подходе к рассмотрению особенностей теоретического цикла и рабочих процессов бытовых холодильников, разработанных авторами методик расчетов. Авторами монографии не только обобщаются исследуемые рабочие процессы, но и излагаются результаты собственных разработок по анализу теоретического цикла, теоретическим основам и методикам расчетов термодинамических процессов в холодильных агрегатах бытовых холодильных машин.

Практическая ценность представленной монографии состоит в том, что она может быть полезна для научных работников, аспирантов, инженерно-технических специалистов, занимающихся проектированием бытовой холодильной техники. Материал в монографии изложен в структурированной форме в виде с выделением основных положений и аспектов, что делает возможным и полезным ее использования студентами, магистрантами и аспирантами, обучающимися по техническим специальностям.

Монография публикуется в авторской редакции.

УДК 621.56
ББК 31.392

ISBN 978-5-907804-11-1

© Сумзина Л. В., 2023

Научное издание

Сумзина Лариса Владимировна
Максимов Александр Васильевич
Кудров Юрий Владимирович

**Теоретические основы расчета рабочих процессов
компрессионного бытового холодильника**

Монография

Электронное текстовое издание

Подписано к использованию 12.12.2023.

Объем издания – 2,2 Мб

Издательство «Наукоемкие технологии»

ООО «Корпорация «Интел Групп»

<https://publishing.intelgr.com>

E.mail: publishing@intelgr.com

Тел.: +7 (812) 945-50-63

ISBN 978-5-907804-11-1



9 785907 804111

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
1. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ	7
1.1. Теплопритоки из окружающей среды	7
1.2. Теплопритоки от воздухообмена	13
1.3. Теплопритоки от продуктов	14
1.4. Дополнительные теплопритоки	17
1.5. Упрощенный расчет эксплуатационной тепловой нагрузки	18
1.6. Выбор холодопроизводительности холодильного агрегата и компрессора.....	19
2. РАСЧЕТ ЦИКЛА ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА	21
2.1. Термодинамические особенности цикла бытового холодильника	21
2.2. Расчет теоретического цикла.....	24
3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ГЕРМЕТИЧНОГО ХЛАДОНОВОГО КОМПРЕССОРА.....	30
3.1. Термодинамические особенности процесса сжатия холодильного агента.....	30
3.2. Методика теплового расчета компрессора	34
4. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА КИПЕНИЯ ХЛАДАГЕНТА В ИСПАРИТЕЛЕ.....	36
4.1. Особенности конвективного теплообмена в процессе кипения	36
4.2. Расчет испарителя.....	39
5. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА КОНДЕНСАЦИИ ХЛАДАГЕНТА В КОНДЕНСАТОРЕ	47
5.1. Особенности конвективного теплообмена в процессе конденсации ...	47
5.2. Расчет конденсатора.....	48
5.2.1. Тепловая стабилизация	48
5.2.2. Конденсация хладагента	53
5.2.3. Переохлаждение жидкого хладагента	57

6. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ДРОССЕЛИРОВАНИЯ В КАПИЛЛЯРНОЙ ТРУБКЕ.....	59
6.1. Термодинамические особенности процесса дросселирования в капиллярных трубках бытовых холодильников	59
6.2. Расчет капиллярных трубок бытовых холодильников	62
7. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА	67
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	71
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	72

ВВЕДЕНИЕ

Современные холодильные машины должны обеспечивать оптимальные технологические режимы замораживания и хранения пищевых продуктов.

По холодопроизводительности холодильные машины разделяются на малые, средние и крупные установки. К малым относятся агрегаты мощностью до 15 кВт, к средним – от 15 до 120 кВт, крупными считаются установки с холодопроизводительностью свыше 120 кВт [1].

Бытовые компрессионные холодильники относятся к классу малых холодильных машин [2]. Анализ основных тенденций развития бытовых холодильников компрессионного типа показывает, что происходит непрерывное совершенствование их конструкции, расширение функциональных возможностей.

Совершенствование конструкций бытовых холодильных приборов всегда является следствием теоретических расчетов, экспериментальных исследований. Методики расчетов рабочих процессов средних и крупных холодильных установок в настоящее время в достаточной степени разработаны.

В то же время рабочие процессы бытовых компрессионных холодильников имеют существенные отличия, особенно в части теоретического цикла, процессов дросселирования, рекуперативного теплообмена [3]. Авторами представленной монографии разработан свой подход к анализу особенностей процессов в агрегатах бытовых холодильников и представлены оригинальные методики расчетов процессов.

1. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

При проведении теплового расчета холодильных машин бытового назначения общую тепловую нагрузку (Q) разбивают на ряд составляющих теплопритоки из окружающей среды через стены и теплоизоляцию (Q_{OC}), теплопритоки от воздухообмена (Q_B), теплопритоки от продуктов ($Q_{ПР}$) и дополнительные теплопритоки (Q_D):

$$Q = Q_{OC} + Q_B + Q_{ПР} + Q_D \quad (1)$$

1.1. Теплопритоки из окружающей среды

Теплопритоки из окружающей среды составляют значительную часть общей тепловой нагрузки холодильной установки. Тепловой поток из окружающего воздуха постоянно проникает в камеры холодильника за счет теплопроводности.

Количество теплоты, передаваемой через поверхности наружного, внутреннего шкафа и слой теплоизоляции в камеры холодильника (Q_{1i}), является функцией трех факторов: коэффициента теплопередачи (K_i), площади соответствующей наружной поверхности (F_i) и разности температур окружающего воздуха и воздуха и внутри соответствующей камеры (Δt_i) [2]:

$$Q_{OC} = \sum_{i=1}^n Q_{OCi} \quad (2)$$

где n – количество теплопередающих поверхностей холодильной установки.

$$Q_{OCi} = K_i \times F_i \times \Delta t_i \quad (3)$$

Расчет коэффициента теплопередачи производится по формуле (4)

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1i}} + \frac{\delta_{2i}}{\lambda_{2i}} + \frac{\delta_{3i}}{\lambda_{3i}} + \frac{\delta_{4i}}{\lambda_{4i}} + \frac{1}{\alpha_{5i}}} \quad (4)$$

где α_{1i}, α_{5i} – коэффициенты теплоотдачи соответственно внешней и внутренней стенки i -й теплопередающей поверхности;

δ_{2i}, δ_{4i} – толщина стенки соответственно наружного и внутреннего шкафа холодильника;

$\lambda_{2i}, \lambda_{4i}$ – коэффициент теплопроводности материала, из которого изготовлен наружный и внутренний шкаф холодильника;

δ_{3i} – толщина слоя теплоизоляционного материала;

λ_{3i} – коэффициент теплопроводности теплоизоляционного материала.

Знаменатель формулы (4) представляет собой сумму термических сопротивлений плоской многослойной стенки, включая сопротивление тонкого слоя воздуха, непосредственно прилегающего к наружной и внутренней поверхности. Термическое сопротивление отдельного материала равно отношению $\frac{\delta}{\lambda}$, а сопротивление слоя воздуха на обеих сторонах теплопередающей поверхности представляет собой отношение $\frac{1}{\alpha}$.

Расчет термических сопротивлений стен наружного и внутреннего шкафа холодильника производится с учетом теплофизических свойств материала, из которых они изготовлены.

Наружные шкафы бытовых холодильников изготавливают в основном из листовой стали толщиной 0,8...1 мм. Двери наружных шкафов, как правило, изготавливают из стального листа толщиной 0,8 мм. В некоторых моделях холодильников их выполняют из древесностружечной плиты или ударопрочного полистирола. Коэффициент теплопроводности для стали в расчетах можно

принять равным 20 Вт/м·К, для древесностружечной плиты – 0,087 Вт/м·К, для полистирола – 0,038 Вт/м·К.

Внутренние шкафы в настоящее время изготавливают в основном из ударопрочного полистирола методом вакуумного формования или АБС – пластика, толщина листа составляет 2...3 мм. В некоторых моделях бытовых холодильников применяют металлические внутренние шкафы из стального листа толщиной 0,7...0,9 мм.

Термическое сопротивление изоляции рассчитывается на основе заданной толщины слоя теплоизоляции соответствующей теплопередающей поверхности и свойств применяемого теплоизоляционного материала. В качестве теплоизоляционного материала наиболее, широко применяется пенополиуретан с коэффициентом теплопроводности, равным 0,029...0,035 Вт/м·К, и пенополистирол с коэффициентом теплопроводности, находящимся в пределах 0,038...0,041 Вт/м·К.

Расчет коэффициентов теплоотдачи наружных и внутренних стенок теплопередающих поверхностей, холодильника производится на основе уравнения, теплового баланса [1]:

$$q_i = \alpha_{1i} \times (t_{1i} - t'_{1i}) = \frac{\lambda_{3i}}{\delta_{3i}} \times (t'_{1i} - t'_{5i}) = \alpha_{5i} \times (t'_{5i} - t_{5i}) \quad (5)$$

где t_{1i} – температура окружающего воздуха на расстоянии 5...10 мм от i -й теплопередающей поверхности;

t'_{1i} – температура наружной стенки i -й теплопередающей поверхности;

t_{5i} – температура воздуха внутри соответствующей камеры на расстоянии 5...10 мм от внутренней стенки i -й поверхности;

t'_{5i} – температура внутренней стенки i -й теплопередающей поверхности;

q_i – плотность теплового потока через i -ю теплопередающую поверхность.

При проведении расчетов температура t_{1i} принимается равной температуре окружающей среды (t_{0c}) для большинства теплопередающих поверхностей бытового холодильника. В случае расположения конденсатора вдоль задней стенки холодильника при применении естественной циркуляции охлажденного воздуха в камерах значение температуры t_{1i} для данной поверхности следует принимать, в среднем, на 1...3 градуса выше значения t_{0c} . Для компрессионного отделения принимаемое значение t_{1i} на 2...4 градуса превышает температуру окружающей среды. При расчетах поверхности дна холодильника температура t_{1i} задается на 1..3 градуса выше температуры t_{0c} . При применении системы охлаждения с принудительной циркуляцией охлажденного воздуха (*No frost*) температура t_{1i} для задней стенки холодильника равна температуре окружающей среды, значение t_{1i} для компрессионного отделения принимается на 1...3 градуса выше t_{0c} .

Значение температуры воздуха внутри соответствующей камеры t_{5i} при расчётах большинства теплопередающих поверхностей принимается равным заданным температурам внутри соответствующих камер ($t_{нтк}$, $t_{мк}$, $t_{хк}$).

В случае, если поверхность испарителя непосредственно прилегает к внутренней стенке теплопередающей поверхности, значение t_{5i} соответствует температуре воздуха на расстоянии 5...10 мм от поверхности испарителя и принимается на 0,5...2,0 градуса ниже заданной температуры внутри камеры. При расчетах холодильной камеры t_{5i} для поверхности двери на 0,5...1,5 градуса выше $t_{хк}$, а при нижнем расположении холодильной камеры для поверхностей компрессионного отделения и дна значение t_{5i} может на 0,5...1,5 градуса превышать величину температуры $t_{хк}$.

Определение значений температур наружных и внутренних стенок камер холодильника производится расчетным путем с учетом сопротивления слоя воздуха, прилегающего к данным поверхностям. Для этого вычисляются

предварительные значения термического сопротивления наружного (R_{1i}) и внутреннего (R_{5i}) слоя воздуха:

$$R_{1i} = \frac{\delta_{1i}}{\lambda_{1i}}; R_{5i} = \frac{\delta_{5i}}{\lambda_{5i}} \quad (6)$$

где δ_{1i}, δ_{5i} – толщина слоя воздуха, прилегающего к наружной и внутренней стенке i -й теплопередающей поверхности;

$\lambda_{1i}, \lambda_{5i}$ – коэффициенты теплопроводности слоя наружного воздуха и слоя воздуха внутри соответствующей камеры.

При проведении расчетов термических сопротивлений R_{1i} и R_{5i} принимается допущение о том, что толщина воздушной прослойки, прилегающей к наружной стенке i -й теплопередающей поверхности, равна толщине слоя воздуха, прилегающего к внутренней стенке ($\delta_{1i} = \delta_{5i}$), и составляет 0,005 м для вертикальных поверхностей и 0,01 м для горизонтально ориентированных поверхностей. Значения коэффициентов теплопроводности воздуха λ_{1i} и λ_{5i} выбираются в зависимости от значений температур t_{1i}, t_{5i} и относительной влажности наружного воздуха (φ) в расчетах принимается равной 50...70% для воздуха внутри холодильной камеры $\varphi = 70...80\%$, для низкотемпературной и морозильной камер $\varphi = 80...90\%$.

Суммарное термическое сопротивление i -й теплопередающей поверхности (R_i) с учетом принятых допущений определяется суммой термических сопротивлений ее элементов:

$$R_i = R_{1i} + R_{2i} + R_{3i} + R_{4i} + R_{5i} = \frac{\delta_{1i}}{\lambda_{1i}} + \frac{\delta_{2i}}{\lambda_{2i}} + \frac{\delta_{3i}}{\lambda_{3i}} + \frac{\delta_{4i}}{\lambda_{4i}} + \frac{\delta_{5i}}{\lambda_{5i}} \quad (7)$$

где R_{2i}, R_{3i}, R_{4i} – термическое сопротивление соответственно стенки наружного шкафа, слоя теплоизоляции и стенки внутреннего шкафа i -й теплопередающей поверхности.

Разность температур по обе стороны каждого из элементов i -й теплопередающей поверхности (Δt_{ji}) пропорциональна термическому сопротивлению данного элемента (R_{ji}):

$$\Delta t_{ji} = \frac{\Delta t_i}{R_i} \times R_{ji} \quad (8)$$

$$\Delta t_i = t_{1i} - t_{5i} \quad (9)$$

Температура стенки наружного шкафа i -й теплопередающей поверхности холодильника (t'_{1i}) с учетом соотношения (8) определяется следующим образом:

$$t'_{1i} = t_{1i} - \Delta t_{1i} = t_{1i} - \frac{\Delta t_i}{R_i} \times R_{1i} \quad (10)$$

Температура стенки внутреннего шкафа i -й теплопередающей поверхности холодильника (t'_{5i}) вычисляется из соотношения (11):

$$t'_{5i} = t_{1i} - (\Delta t_{2i} + \Delta t_{3i} + \Delta t_{4i}) = t'_{1i} - \frac{\Delta t_i}{R_i} \times (R_{2i} + R_{3i} + R_{4i}) \quad (11)$$

После вычисления температур t'_{1i} и t'_{5i} по уравнению теплового баланса (5) рассчитывается плотность теплового потока i -й теплопередающей поверхности:

$$q_i = \frac{\lambda_{3i}}{\delta_{3i}} \times (t'_{1i} - t'_{5i}) \quad (12)$$

Значения коэффициентов теплоотдачи наружной и внутренней стенок i -й теплопередающей поверхности также вычисляется из уравнения теплового баланса:

$$\alpha_{1i} = \frac{q_i}{t_{1i} - t'_{1i}}; \alpha_{5i} = \frac{q_i}{t'_{5i} - t_{5i}} \quad (13)$$

На основе полученных значений коэффициентов теплоотдачи α_{1i} и α_{5i} с помощью уравнения (4) рассчитываются значения коэффициента теплопередачи для i -й поверхности K_i .

Площади наружных стенок теплопередающих поверхностей F_i в уравнении (3) вычисляются по заданным геометрическим, размерам наружного шкафа холодильника.

Значения разности температур Δt_i в уравнении (3) определяются по соотношению (9).

После вычисления составляющих уравнения (3) рассчитываются значения теплопритоков Q_{0ci} для каждой теплопередающей поверхности холодильника и по соотношению (2) определяются суммарные теплопритоки из окружающей среды.

1.2. Теплопритоки от воздухообмена

Воздухообмен в охлаждаемом пространстве камер холодильной установки происходит за счёт инфильтрации при открывании дверей и через уплотнения дверных проемов. Количество наружного воздуха, поступающего в камеры в результате воздухообмена, зависит от внутреннего объема камеры, поддерживаемой в ней температуры, ее назначения, пространственного расположения, частоты и длительности открывания дверей, профиля дверного уплотнителя, плотности его прилегания к поверхности. Точный учет всех перечисленных факторов при проведении расчетов произвести невозможно, поэтому при вычислении величины тепловой нагрузки от воздухообмена используют экспериментальные данные.

Средние теплопритоки от воздухообмена Q_B рассчитываются из соотношения [2]:

$$Q_B = G \times (i_H - i_B) \quad (14)$$

где G – массовый расход поступающего в охлаждаемую камеру наружного воздуха;

i_H, i_B – энтальпия соответственно наружного воздуха и воздуха внутри камеры холодильника.

Количество циркулирующего воздуха обычно выражается в единицах объема, поэтому зависимость для расчета тепловой нагрузки после соответствующих преобразований приобретает следующий вид:

$$Q_B = V' \times q' \quad (15)$$

где V' – интенсивность инфильтрации или объемный расход поступающего в охлаждаемую камеру наружного воздуха;

q' – удельная объемная тепловая нагрузка от наружного воздуха, поступающего в охлаждаемую камеру.

Приблизительные экспериментальные значения средней интенсивности инфильтрации V' в зависимости от объема камеры и температуры воздуха приведены в [2]. Средние значения удельных объемных тепловых нагрузок зависят от температуры наружного воздуха, воздуха внутри камеры и относительной влажности поступающего наружного воздуха.

1.3. Теплопритоки от продуктов

Расчет тепловой нагрузки от продуктов производится в зависимости от ряда факторов, в том числе, температуре в камере холодильника. В случае, если температура в холодильной камере ($t_{ХК}$) поддерживается на уровне выше точки замерзания продуктов количество теплоты, выделяющейся при охлаждении ($Q'_{ПР}$), определяется из соотношения:

$$Q'_{ПР} = \frac{m \times c' \times (t_H - t_{ХК})}{\tau'} = \frac{m \times c' \times \Delta t'}{\tau'} \quad (16)$$

где m – масса продуктов;

c' – удельная теплоемкость продуктов выше точки замерзания;

t_H – начальная температура продуктов;

τ' – продолжительность охлаждения продуктов от начальной температуры до температуры воздуха в камере.

При расчетах максимальных теплопритоков от продуктов необходимо учитывать, что в начальный период охлаждения имеет место более высокая разность температур между продуктами и воздухом в камере, и, следовательно, наибольшие значения тепловых нагрузок. Если это обстоятельство не учитывается при выборе компрессора для холодильной установки и принимается допущение о равномерности распределения тепловой нагрузки течение всего цикла охлаждения, то в начальный период при максимальной нагрузке произойдет значительное повышение температуры в камере. В тех случаях, когда повышение температуры недопустимо, необходимо учитывать коэффициент скорости охлаждения (ω'), компенсирующий неравномерность распределения тепловой нагрузки в цикле охлаждения:

$$Q'_{PP} = \frac{m \times c' \times \Delta t'}{\tau' \times \omega'} \quad (17)$$

При замораживании и хранении продуктов в низкотемпературной и морозильной камерах ниже точки их замерзания общее количество выделяемой теплоты складывается из трех составляющих: теплоты, отдаваемой при охлаждении продуктов от начальной температуры до температуры замерзания; теплоты, отдаваемой продуктами при их замораживании, и теплоты, отдаваемой при охлаждении продуктов от точки замерзания до конечной температуры хранения.

Удельные теплопритоки при понижении температуры продуктов до точки замерзания (q'_{PP}) рассчитываются по формуле (18):

$$q'_{PP} = m \times c' \times (t_H - t_3) \quad (18)$$

где t_3 – температура замерзания продуктов.

Удельное количество теплоты, отдаваемой при замораживании продуктов ($q''_{\text{ПР}}$), вычисляется по формуле (19):

$$q''_{\text{ПР}} = m \times r \quad (19)$$

где r – скрытая теплота продуктов.

Удельное количество теплоты, отдаваемой при охлаждении от температуры замерзания до температуры хранения в низкотемпературной или морозильной камерах ($q'''_{\text{ПР}}$), рассчитывается по уравнению (20):

$$q'''_{\text{ПР}} = m \times c'' \times (t_3 - t_K) \quad (20)$$

где c'' – удельная теплоемкость замороженных продуктов.

t_K – температура хранения продуктов в низкотемпературной или морозильной камере.

При одновременном замораживании разнородных продуктов величины удельных тепловых нагрузок $q'_{\text{ПР}}, q''_{\text{ПР}}, q'''_{\text{ПР}}$ определяются суммированием соответствующих теплопритоков от каждого вида продуктов. Эквивалентная тепловая нагрузка от продуктов в низкотемпературной или морозильной камерах ($Q''_{\text{ПР}}$) определяется по формуле (21):

$$Q_{\text{ПР}} = \frac{q'_{\text{ПР}} + q''_{\text{ПР}} + q'''_{\text{ПР}}}{\tau'' \times \omega''} \quad (21)$$

Общая тепловая нагрузка от продуктов для холодильников или комбинированных холодильников-морозильников определяется как сумма теплопритоков в холодильную и низкотемпературную или морозильную камеры:

$$Q_{\text{ПР}} = Q'_{\text{ПР}} + Q''_{\text{ПР}} \quad (22)$$

1.4. Дополнительные теплопритоки

Источниками дополнительной тепловой нагрузки в бытовых холодильниках и морозильниках являются лампы освещения, электродвигатели привода вентиляторов для циркуляции охлаждённого воздуха в системах «No frost», электронагреватели для оттаивания снегового покрова с поверхности испарителей и электронагреватели для обогрева дверных проемов низкотемпературных и морозильных камер.

При проведении расчетов теплотой, выделяемой лампами освещения, можно пренебречь, т. к. мощность ламп не превышает 15 Вт, а их включение производится только на время открывания дверей.

Теплопритоки от электродвигателей вентиляторов, электронагревателей для оттаивания снегового покрова и обогрева дверных проемов рассчитываются по формуле:

$$Q_{Di} = N_i \times z_i \times \gamma_i \quad (23)$$

где N_i – мощность, потребляемая электродвигателем или электронагревателем

z_i – коэффициент трансформации мощности в тепловую энергию;

γ_i – коэффициент рабочего времени электродвигателя или электронагревателя.

$$\gamma_i = \frac{\tau_{iP}}{\tau_C} \quad (24)$$

где τ_{iP} – продолжительность работы электродвигателя или электронагревателя в часах за одни сутки;

$$\tau_C = 24 \text{ часа.}$$

Значения коэффициента трансформации мощности в тепловую энергию зависит от расположения и назначения электродвигателя или электронагревателя.

Для электродвигателей вентиляторов, осуществляющих циркуляцию охлажденного воздуха в камере, и электронагревателей дверных проемов низкотемпературных и морозильных камер значения коэффициента Z_i , в среднем, находятся в пределах 0,3...0.5. Рекомендуемые значения коэффициента трансформации мощности электронагревателей для оттаивания снегового покрова с поверхности испарителей, которые расположены непосредственно в камерах, находятся в пределах 0.6...0.8, в случае расположения испарителя вне камер (в системах "No frost") – в пределах 0.4...0.6.

При наличии нескольких дополнительных источников теплоты производится расчет теплопритоков от каждого из них и затем определяется суммарное значение дополнительной тепловой нагрузки.

1.5. Упрощенный расчет эксплуатационной тепловой нагрузки

Теплопритоки от продуктов, воздухообмена и дополнительные теплопритоки в сумме представляют собой эксплуатационную тепловую нагрузку. При проведении тепловых расчетов морозильников и морозильных камер комбинированных холодильников-морозильников задается значение мощности замораживания, поэтому вычисление всех составляющих эксплуатационной нагрузки по приведенной выше методике не вызывает трудностей. В случае теплового расчета холодильных и низкотемпературных камер холодильников невозможно с достаточной степенью точности определить теплопритоки от продуктов, т.к. их ассортимент, масса и продолжительность хранения изменяется в широких пределах. В связи со сложностью учета перечисленных выше факторов для холодильных и низкотемпературных камер целесообразно применение упрощенного способа расчета эксплуатационной тепловой нагрузки.

При применении упрощенного способа эксплуатационная тепловая нагрузка вычисляется по следующему уравнению:

$$Q_{\text{э}} = V_K \times q_{\text{э}} \times \Delta T \quad (25)$$

где V_K – внутренний объем холодильной или низкотемпературной камеры;

$q_{\text{э}}$ – удельная объемная эксплуатационная тепловая нагрузка;

ΔT – разность температур между температурой окружающей среды и температурой внутри соответствующей камеры.

Общая тепловая нагрузка соответствующей камеры определяется суммой теплопритоков из окружающей среды и эксплуатационной тепловой нагрузки.

1.6. Выбор холодопроизводительности холодильного агрегата и компрессора

Полученное в результате расчетов по формуле (1) значение суммарных теплопритоков является тепловой нагрузкой испарителя. При расчетах двухкамерных холодильников с двухиспарительной системой охлаждения и комбинированных холодильников-морозильников производится расчет теплопритоков в каждую из камер и полученное значение является тепловой нагрузкой испарителя соответствующей камеры.

Определение холодопроизводительности холодильного агрегата ($Q_{\text{ха}}$) производится на основе расчетного значения суммарной тепловой нагрузки с учетом циклического режима работы холодильника:

$$Q_{\text{ха}} = \frac{Q}{\Omega} \quad (26)$$

где Ω – коэффициент рабочего времени холодильника.

Необходимая холодопроизводительность компрессора рассчитывается, исходя из того, что потери холодопроизводительности в холодильном агрегате составляют, в среднем, 20% [3]:

$$Q_0 = 1,2 \times Q_{\text{ха}} \quad (27)$$

После расчета необходимой холодопроизводительности герметичного компрессора по соответствующему графику производится подбор компрессора для холодильника или морозильника в зависимости от полученного значения Q_0 и заданной температуры кипения хладагента t_0 .

2. РАСЧЕТ ЦИКЛА ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА

2.1. Термодинамические особенности цикла бытового холодильника

Цикл паровой холодильной машины представляет собой замкнутую последовательность процессов, происходящих в ее отдельных элементах. Схема холодильного агрегата компрессионного бытового холодильника с однотемпературным уровнем кипения хладагента представлена на рисунке 1.

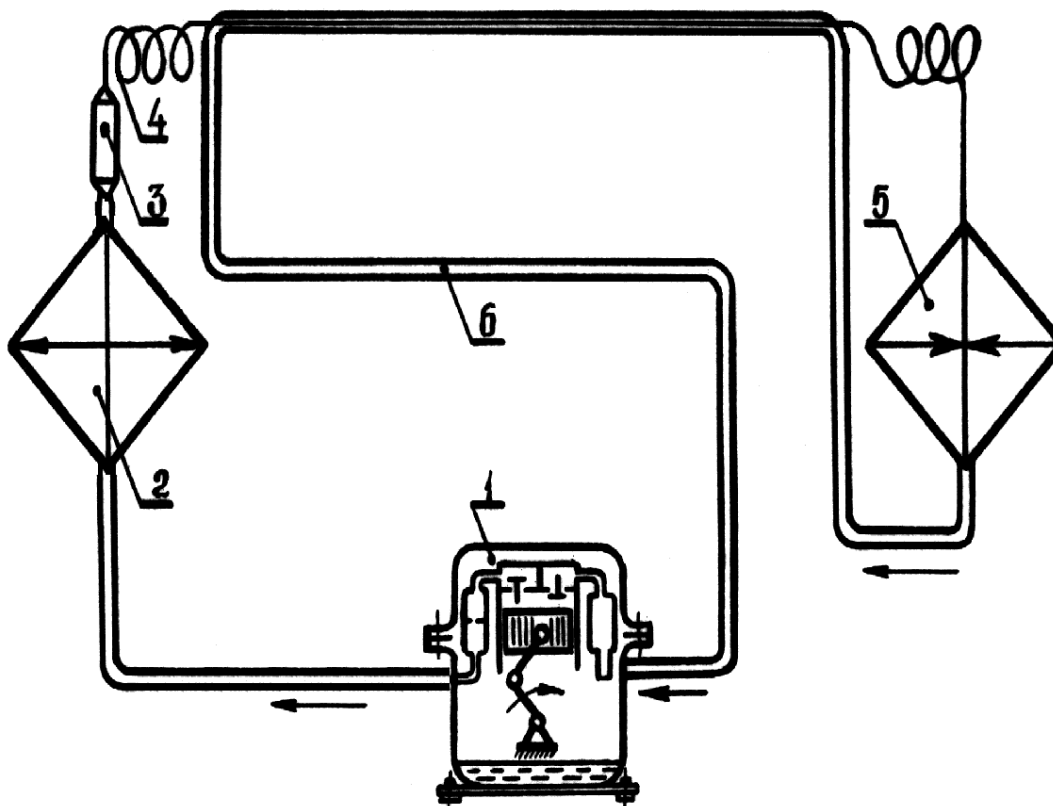


Рис.1. Принципиальная схема холодильного агрегата бытового компрессионного холодильника: 1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – цеолитовый патрон; 4 – капиллярная трубка; 5 – испаритель; 6 – всасывающий трубопровод

На рисунке 2 показан цикл компрессионного холодильного агрегата в диаграммах температура – энтропия ($T - S$) и давление – энтальпия ($P - i$).

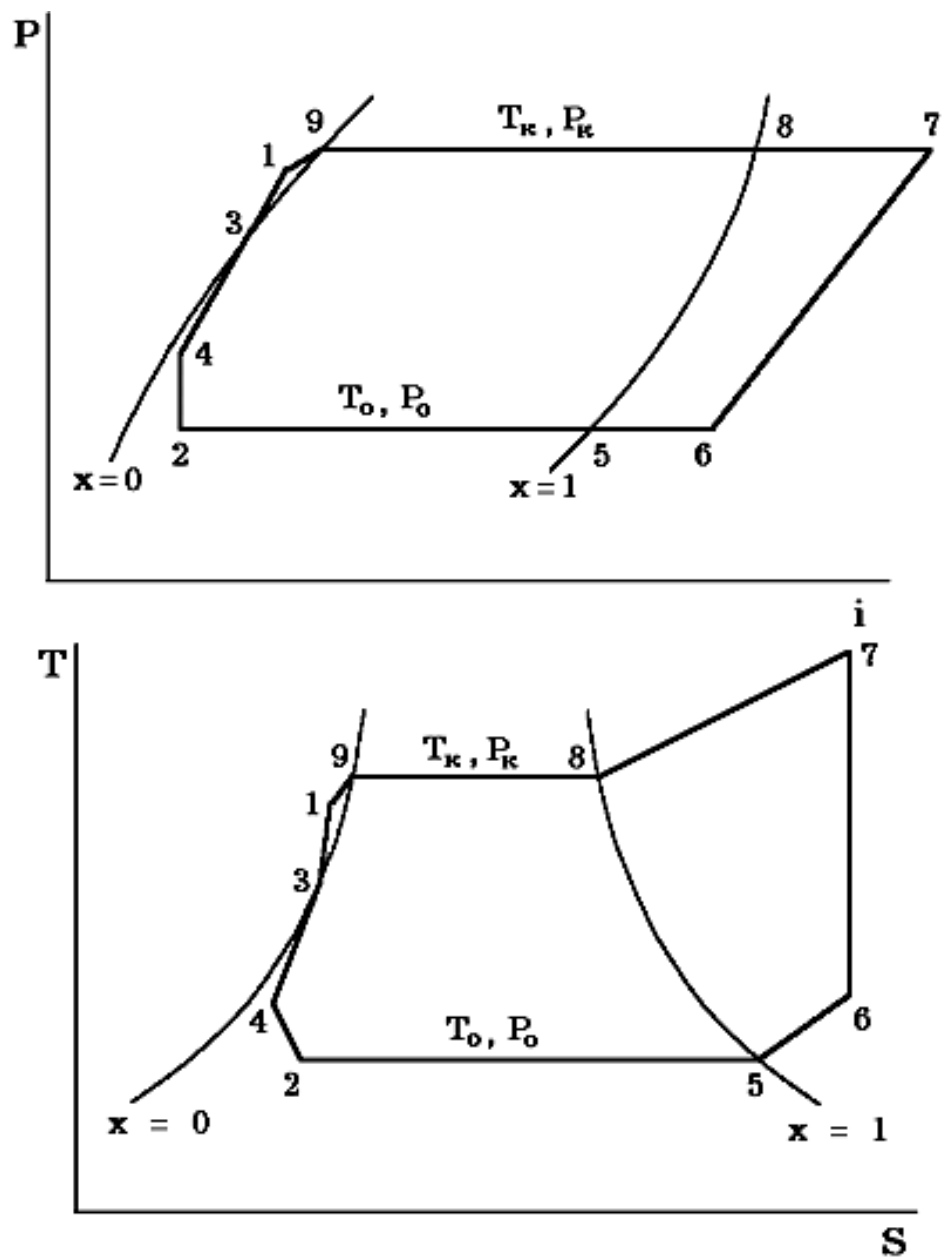


Рис. 2. Теоретический цикл работы холодильного агрегата бытового холодильника в $T - S$ и $P - i$ диаграммах. 1 – 9 – реперные точки

На диаграммах (рис. 2) изображены следующие процессы, протекающие в холодильном агрегате [4, 5]:

- линия 2 – 5 – изотермический ($t = const$) и изобарический ($P = const$) процесс кипения хладагента в испарителе. Массовое расходное паросодержание хладагента в области влажного пара изменяется от $x = x_2$

- (точка 2) до $x = 1$ (правая пограничная кривая). Точка 2 характеризует начало, а точка 5 – окончание процесса кипения, т.е. в точке 5 – 100% пара;
- линия 5 – 6 – процесс перегрева всасываемых паров в отсасывающей трубке рекуперативного теплообменника при прохождении из испарителя в компрессор. Процесс протекает при постоянном давлении ($P = \text{const}$) и повышении температуры. Перегрев паров происходит за счет теплообмена с жидким хладагентом в капиллярной трубке (линия 3 – 4);
 - линия 6 – 7 – процесс адиабатического (изоэнтропного) сжатия в цилиндре компрессора. В процессе изоэнтропического сжатия постоянной является энтропия ($S = \text{const}$), все остальные параметры изменяются. Адиабатическим является процесс, проходящий без теплообмена с окружающей средой;
 - линия 7 – 8 – процесс отвода теплоты от перегретых паров хладагента, который начинается от нагнетательного клапана компрессора и заканчивается в конденсаторе, когда температура хладагента понижается до температуры конденсации при данном давлении. В этом процессе постоянным остается давление ($P = \text{const}$);
 - линия 8 – 9 – процесс конденсации, который происходит в конденсаторе при постоянных значениях давления ($P = \text{const}$) и температуры ($t = \text{const}$). В процессе конденсации снижается паросодержание от $x = 1$ до $x = 0$. Точка 9 характеризует окончание процесса, когда полностью закончен фазовый переход хладагента из парообразного состояния в жидкое;
 - линия 9 – 1 – процесс переохлаждения жидкости на выходе из конденсатора и в фильтре-осушителе, т.е. снижения ее температуры ниже значения температуры конденсации;

- линия 1 – 3 – процесс дросселирования жидкого хладагента в капиллярной трубке при теплообмене с окружающей средой. Процесс происходит при снижении температуры и давления хладагента;
- линия 3 – 4 – процесс дросселирования хладагента в капиллярной трубке при рекуперативном теплообмене с парами во всасывающем трубопроводе. В процессе снижается температура и давление хладагента, происходит образование незначительного количества пара;
- линия 4 – 2 – изэнтальпический процесс дросселирования ($i = \text{const}$) в капиллярной трубке непосредственно перед входом в испаритель. Происходит снижение давления и температуры хладагента до значений температуры и давления кипения.

Для расчета теоретического цикла холодильного агрегата задаются следующие основные параметры:

t_o – температура кипения хладагента в испарителе;

t_k – температура конденсации хладагента в конденсаторе;

$t_{п}$ – температура переохлаждения жидкости после рекуперативного теплообменника;

$t_{пр}$ – температура перегрева паров, всасываемых в цилиндр компрессора;

t_{oc} – температура окружающей среды.

2.2. Расчет теоретического цикла

Расчет теоретического цикла по исходным данным производится путем определения параметров рабочего вещества в реперных точках с помощью таблиц термодинамических свойств хладагента.

В таблицах термодинамических свойств хладагента термодинамические параметры насыщенной жидкости обозначаются буквами с одним штрихом (V', S', i'), а параметры насыщенного (влажного пара) с двумя штрихами (V'', S'', i''). В зависимости от фазового состояния хладагента в процессах цикла

холодильного агрегата из таблиц термодинамических свойств хладагента выбираются соответствующие термодинамические параметры реперных точек.

Расчет цикла удобно начинать с определения основных параметров точек, которые находятся на линиях насыщения, т.е. точек 5,8,9,3. Параметры этих точек определяются из таблицы термодинамических свойств хладагента на линии насыщения.

Параметры точки 5 (P_0 , V_5 , i_5 , S_5) находятся по заданной температуре кипения t_0 из таблицы для насыщенного пара.

Термодинамические характеристики точки 8 (P_k , V_8 , i_8 , S_8), соответствующей началу процесса конденсации, определяются из таблицы по заданной температуре конденсации t_k для насыщенного пара хладагента. Параметры точки 9 (P_k , V_9 , i_9 , S_9) выбираются также по температуре t_k , но для жидкой фазы хладагента.

Термодинамические параметры точки 3 (P_3 , V_3 , i_3 , S_3) определяются по заданной температуре $t_3 = t_{oc}$ для насыщенной жидкости.

Термодинамические характеристики точки 1, соответствующей началу процесса дросселирования и находящейся в области переохлажденной жидкости (V_1 , i_1 , S_1), определяются по заданной температуре переохлаждения $t_1 = t_n$ для жидкой фазы хладагента. В случае, если температура t_n не задана, ее значение рассчитывается из соотношения:

$$t_1 = t_k - (2 \dots 4), ^\circ\text{C} \quad (28)$$

Так как точка 1 располагается в зоне переохлажденной жидкости, давление хладагента не соответствует давлению насыщения при температуре t_1 и вычисляется в зависимости от давления P_k :

$$P_1 = P_k - (0,03 \dots 0,05) \cdot 10^5 \text{Па}. \quad (29)$$

Основные параметры точек 6 и 7, соответствующих процессу изоэнтروпического сжатия, определяются из таблицы термодинамических

свойств перегретых паров хладагента. Все характеристики состояния рабочего вещества в данной таблице определяются по двум исходным параметрам, одним из которых является давления, а вторым – температура перегрева или другой известный показатель.

Значения удельного объема, энтальпии и энтропии перегретых паров в точке 6 (V_6, i_6, S_6) определяются по давлению P_0 и температуре перегрева $t_{пр} = t_6$. В таблицах свойств перегретых паров приведены с шагом 5 градусов, поэтому для промежуточных значений температуры и давления необходимо пользоваться методом линейной интерполяции.

Термодинамические параметры точки 7, соответствующей окончанию процесса сжатия в цилиндре компрессора, по давлению P_k . Вторым исходным параметром является энтропия, которая в изоэнтропическом процессе постоянна: $S_7 = S_6$. Значения температуры перегрева t_7 , удельного объема V_7 и энтальпии i_7 находятся в той строке таблицы, в которой давлению P_k соответствует энтропия S_7 . В случае, если величина S_7 не совпадает с табличными, по двум ближайшим табличным значениям энтропии методом линейной интерполяции рассчитывается температура перегрева t_7 , а затем удельный объем V_7 и энтальпия i_7 .

Точки 4 и 2 цикла холодильного агрегата соответствуют процессу дросселирования, который сопровождается образованием некоторого количества паров хладагента. Данные точки расположены на диаграмме в области парожидкостной смеси холодильного агента, поэтому удельный объем, энтальпия и энтропия не могут быть определены непосредственно из таблиц. Перечисленные параметры состояния зависят от температуры, давления и массового расходного паросодержания и определяются расчетным путем с использованием табличных данных.

Температура и энтальпия хладагента в точке 4 (t_4, i_4) рассчитывается из уравнения теплового баланса рекуперативного теплообменника [3]:

$$t_4 = t_3 - \frac{C_{(5-6)} \times (t_6 - t_5)}{C_{(3-4)}} \quad (30)$$

$$i_4 = i_3 - (i_6 - i_5) \quad (31)$$

где $C_{(3-4)}$, $C_{(5-6)}$ – средняя удельная теплоемкость хладагента соответственно в капиллярной трубке и всасывающем трубопроводе;

$$C_{(3-4)} = \frac{C_3 + C_4}{2} \quad C_{(5-6)} = \frac{C_5 + C_6}{2} \quad (32)$$

где C_3 , C_4 – удельная теплоемкость жидкого хладагента в капиллярной трубке;

C_5 , C_6 – удельная теплоемкость паров хладагента во всасывающем трубопроводе.

Значения удельной теплоемкости в точке 3 находятся по температуре t_{oc} , в точках 5 и 6 – по температурам t_o и $t_{пр}$. Удельная теплоемкость в точке 4 задается в зависимости от температуры окружающей среды следующим образом:

- при $t_{oc}=20^\circ\text{C}$ удельная теплоемкость C_4 выбирается по температуре – 15°C ,
- при $t_{oc}=25^\circ\text{C}$ удельная теплоемкость C_4 выбирается по температуре – 13°C ,
- при $t_{oc}=32^\circ\text{C}$ удельная теплоемкость C_4 выбирается по температуре – 10°C ,
- при $t_{oc}=43^\circ\text{C}$ удельная теплоемкость C_4 выбирается по температуре – 5°C .

По рассчитанному значению температуры t_4 определяется давление P_4 . Массовое расходное паросодержание в точке 4 (X_4) вычисляется из соотношения:

$$X_4 = \frac{i_4' - i_4''}{i_4'' - i_4'} \quad (33)$$

где i_4' , i_4'' – энтальпия жидкой и паровой фазы хладагента при температуре t_4 .

Значения удельного объема и энтропии вычисляются с помощью табличных данных и паросодержания X_4 :

$$V_4 = V_4' + X_4 \cdot (V_4'' - V_4'); \quad (34)$$

$$S_4 = S_4' + X_4 \cdot (S_4'' - S_4'); \quad (35)$$

где V_4' , V_4'' – удельный объем жидкого и парообразного хладагента при температуре t_4 ;

S_4' , S_4'' – энтропия жидкого и парообразного хладагента при температуре t_4 .

В точке 2 цикла холодильного агрегата заданы значения температуры хладагента $t_2 = t_0$, давления $P_2 = P_0$ и известно значение энтальпии $i_2 = i_4$, т.к. процесс дросселирования 4 – 2 является изоэнтальпическим. Массовое расходное паросодержание X_2 вычисляется из соотношения:

$$X_4 = \frac{i_4 - i_4'}{i_4'' - i_4'} \quad (36)$$

где i_2' , i_2'' – энтальпия жидкой и паровой фазы хладагента при температуре $t_2 = t_0$.

Значения удельного объема и энтропии рассчитываются по табличным данным и паросодержания X_2 :

$$V_2 = V_2' + X_2 \cdot (V_2'' - V_2'); \quad (37)$$

$$S_2 = S_2' + X_2 \cdot (S_2'' - S_2'); \quad (38)$$

где V_2' , V_2'' – удельный объем жидкой и паровой фазы хладагента при температуре t_0 ;

S_2' , S_2'' – энтропия жидкого и парообразного хладагента при температуре t_0 .

Результаты расчета цикла холодильного агрегата представляются в виде таблицы.

На основе расчета термодинамических параметров реперных точек производится вычисление приведенных ниже основных характеристик цикла холодильного агрегата [10, 11, 12, 13].

1. Удельная массовая холодопроизводительность:

$$q_0 = i_5 - i_2; \quad (39)$$

2. Удельная изоэнтروпическая работа компрессора:

$$l_s = i_7 - i_6; \quad (40)$$

3. Удельное количество теплоты, отводимой в конденсаторе:

$$q_k = i_8 - i_9; \quad (41)$$

4. Холодильный коэффициент теоретического цикла:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_s} \quad (42)$$

5. Массовый расход хладагента, циркулирующего по контуру холодильного агрегата:

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0} \quad (43)$$

6. Изоэнтропическая мощность компрессора:

$$N_s = G_a \times l_s \quad (44)$$

7. Действительная объемная производительность компрессора:

$$V_d = G_a \times V_6 \quad (45)$$

3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ГЕРМЕТИЧНОГО ХЛАДОНОВОГО КОМПРЕССОРА

3.1. Термодинамические особенности процесса сжатия холодильного агента

Компрессор предназначен для сжатия и перемещения рабочего вещества холодильной машины и является ее важнейшим узлом. Холодильный компрессор определяет основные эксплуатационные показатели холодильного оборудования: надежность, долговечность, температурно-энергетические, массогабаритные параметры, шумовые и вибрационные характеристики.

Поршневым компрессором называется компрессор объемного действия, в котором изменение объема рабочей полости осуществляется поршнем, совершающим прямолинейное возвратно-поступательное движение.

Превращение вращательного движения вала в возвратно-поступательное движение поршня в герметичных компрессорах бытовых холодильников осуществляется кривошипно-кулисным или кривошипно-шатунным механизмом.

Конечное давление газа при сжатии зависит от условий теплообмена с окружающей средой. На рисунке 6 показаны процессы сжатия в $T-S$ диаграмме.

Теоретически возможны два предельных случая процесса сжатия (рис. 6):

- 1) вся выделяющаяся при сжатии теплота полностью отводится и температура рабочего вещества остается постоянной – изотермический процесс;
- 2) теплообмен газа с окружающей средой полностью отсутствует и вся выделяющаяся теплота затрачивается на увеличение внутренней энергии газа, вызывая повышение его температуры – адиабатический процесс.

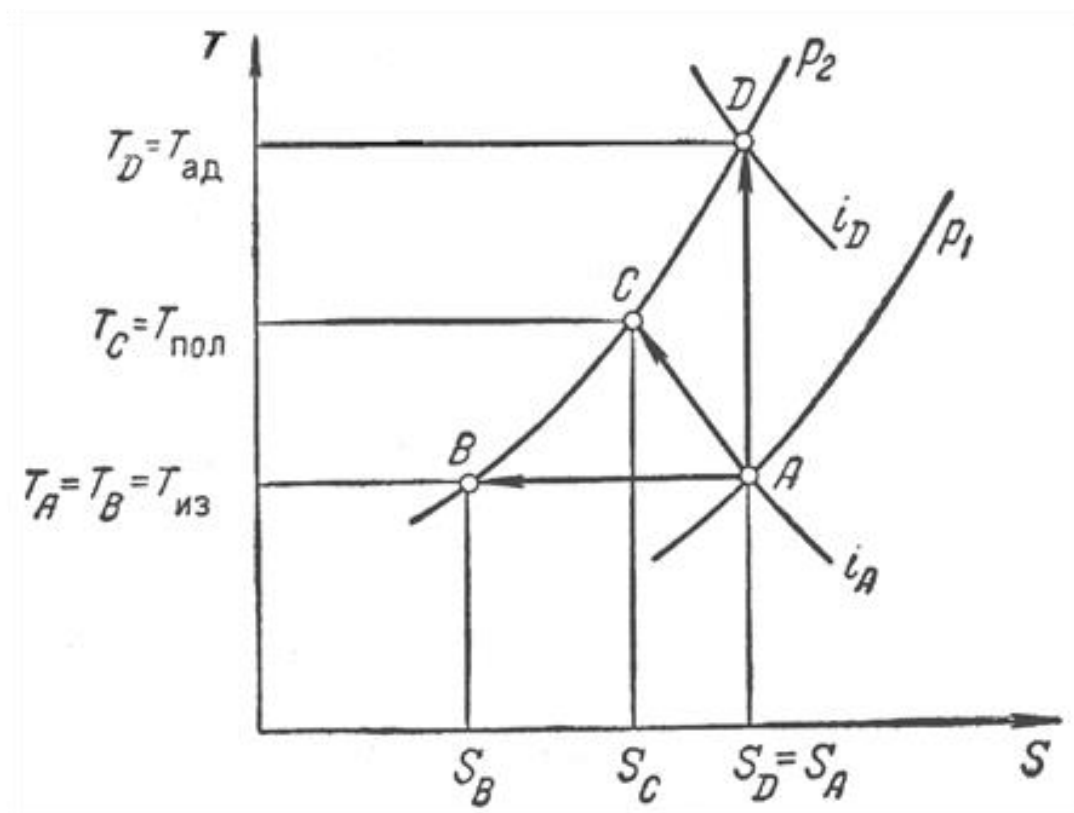


Рис. 6. Процессы сжатия в $T - S$ диаграмме

В действительности сжатие паров хладагента в компрессоре лишь в большей или меньшей степени приближается к одному из этих теоретических процессов. При сжатии одновременно с изменением объема и давления паров хладагента происходит повышение температуры и одновременно часть выделяющегося тепла отводится в окружающую среду. Такой процесс сжатия называется политропическим.

На рисунке 2 показаны процессы сжатия в $T - S$ диаграмме.

Процесс изотермического сжатия газа от давления P_1 до давления P_2 изображается на $T - S$ диаграмме прямой ab , проведенной между изобарами P_1 и P_2 по линии $T_A = const$. Количество теплоты, которое необходимо отводить при изотермическом сжатии 1 кг газа от давления P_1 до давления P_2 , численно равно удельной работе изотермического сжатия $l_{из}$. Величина $q_{из}$ может быть определена непосредственно из диаграммы:

$$q_{\text{из}} = l_{\text{из}} = T_A \cdot (S_A - S_B), \quad (46)$$

Процесс адиабатического сжатия газа характеризуется полным отсутствием теплообмена с окружающей средой. При адиабатическом сжатии $dQ = 0$, следовательно, и $dS = dQ/T = 0$. Адиабатический процесс изображается на диаграмме $T - S$ прямой ad , проведенной по линии $S_A = \text{const}$. Количество теплоты, выделяемой при адиабатическом сжатии 1 кг газа от давления P_1 до давления P_2 , численно равно удельной работе адиабатического сжатия $l_{\text{ад}}$:

$$q_{\text{ад}} = l_{\text{ад}} = i_D - i_A = c_p \cdot (T_D - T_A) \quad (47)$$

Процесс политропического сжатия газа от давления P_1 до давления P_2 изображается на диаграмме $T - S$ наклонной прямой ac . Количество теплоты, выделяемой при политропическом сжатии 1 кг газа, численно равно удельной работе политропического сжатия $l_{\text{пол}}$, и приблизительно равно:

$$q_{\text{пол}} = l_{\text{пол}} \approx (S_A - S_C) \cdot \frac{T_A + T_C}{2} + c_p \cdot (T_C - T_A), \quad (48)$$

При известной величине конечного давления P_2 можно определить удельную работу сжатия аналитически.

Для изотермического сжатия:

$$l_{\text{из}} = p_1 \cdot v_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}, \quad (49)$$

Для адиабатического сжатия:

$$l_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (50)$$

где $k = c_p/c_v$ - показатель адиабаты.

Для политропического сжатия:

$$l_{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (51)$$

где n - показатель политропы сжатия.

Величина показателя политропы зависит от физических свойств газа или пара и условий теплообмена с окружающей средой.

Наименьшая работа затрачивается при изотермическом сжатии, поэтому действительный процесс сжатия стремятся проводить с отводом выделяющейся при сжатии теплоты путем охлаждения паров хладагента.

Температура рабочего вещества после сжатия:

для изотермического процесса:

$$T_2 = T_1, \quad (52)$$

для адиабатического процесса:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (53)$$

для политропического процесса:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n}{n-1}}. \quad (54)$$

Теоретическая мощность N_T , затрачиваемая на сжатие паров хладагента компрессором, определяется следующим образом:

$$N_T = V \cdot \rho \cdot l, \quad (55)$$

где ρ – плотность паров хладагента.

$$N_{T.из} = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}, \quad (56)$$

$$N_{T.ад} = \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (57)$$

$$N_{T.пол} = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (58)$$

Приведенные выше термодинамические соотношения получены на основе уравнения состояния идеального газа. В первом приближении аналогичные закономерности, а, следовательно, и выводы из них, будут с определенными отклонениями допустимыми для оценки работы действительного компрессора. Данные уравнения с достаточной степенью точности описывают процессы сжатия при давлениях до 10^6 Па.

3.2. Методика теплового расчета компрессора

- 1) Холодопроизводительность 1 кг холодильного агента:

$$q_0 = i_5 - i_2 \quad (59)$$

- 2) Теоретический массовый расход холодильного агента:

$$G_{ар} = \frac{Q_0}{q_0} \quad (60)$$

- 3) Теоретический объемный расход всасываемого пара:

$$g_{т} = G_{ар} g_6 \quad (61)$$

- 4) Индикаторный коэффициент подачи:

$$\lambda_i = \frac{T_0 - \Delta T_{\%oo}}{T_0} - C \cdot \left(\frac{T_{г} + \Delta T'}{T_0} - \frac{T_0 - \Delta T_{\%oo}}{T_0} \right) \quad (62)$$

- 5) Коэффициент подогрева:

$$\lambda_w = \frac{t_0 + 273}{t_{г} + 273} \quad (63)$$

- 6) Коэффициент подачи:

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda_w \quad (64)$$

- 7) Объем, описываемый поршнем:

$$V_h = \frac{g_{п}}{\lambda} \quad (65)$$

- 8) Объемная холодопроизводительность:

$$Q_v = \frac{q_0}{g_6} \quad (66)$$

- 9) Индикаторный КПД:

$$\eta_i = \lambda_w + B \cdot t_0 \quad (67)$$

- 10) Адиабатическая (изоэнтропная) мощность:

$$N_{ад} = G_{ар} \cdot (i_7 - i_6) \quad (68)$$

11) Индикаторная мощность:

$$N_i = \frac{N_{ад}}{\eta_i} \quad (69)$$

12) Мощность трения:

$$N_{тр} = V_h \cdot P_{тр} \quad (70)$$

13) Эффективная мощность:

$$N_e = N_i + N_{тр} \quad (71)$$

14) Мощность на валу электродвигателя:

$$N_{дв} = \frac{N_{дв}}{\eta_i} \quad (72)$$

15) Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_{ль\%}} \quad (73)$$

16) Тепловая нагрузка на конденсатор:

$$Q_{кд} = G_{ат} \cdot (i_8 - i_9) \quad (74)$$

17) Диаметр поршня компрессора:

$$D_{п} = \left(\frac{4 \cdot V_h \cdot \mathcal{J} \cdot}{\psi \cdot \pi \cdot \omega} \right)^{0,333} \quad (75)$$

18) Ход поршня:

$$S_n = \psi \cdot D_n \quad (76)$$

4. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА КИПЕНИЯ ХЛАДАГЕНТА В ИСПАРИТЕЛЕ

4.1. Особенности конвективного теплообмена в процессе кипения

Для начала процесса кипения жидкого холодильного агента внутри каналов испарителя необходим перегрев жидкости в пограничном слое выше температуры насыщения, а также наличие центров парообразования (впадины, канавки, царапины на внутренних стенках испарителя). Чем больше активных центров парообразования, тем интенсивнее происходит процесс кипения, поэтому коэффициент теплоотдачи при кипении зависит, в частности, от шероховатости поверхности теплообмена [1].

В испарителях бытовых холодильных установок происходит кипение жидкости в большом объеме внутри каналов при вынужденной конвекции.

При кипении жидкости в большом объеме коэффициент теплоотдачи зависит от ее физических свойств, свойств системы жидкость – поверхность теплообмена, температуры кипения, разности температур θ или плотности теплового потока q .

Основными видами кипения жидкости являются пузырьковый и пленочный режимы.

При повышении температуры жидкости в пограничном с твердой поверхностью слое в отдельных точках на твердой поверхности возникают, растут, а затем отрываются паровые пузырьки, т.е. развивается пузырьковый режим кипения. С повышением передаваемой теплоты отдельные паровые пузырьки сливаются, образуя у поверхности теплообмена сплошной паровой слой, который периодически прорывается в объем жидкости. Пузырьковый режим кипения отличается высокой интенсивностью теплоотдачи при сравнительно небольших температурных напорах.

Режим кипения, который характеризуется наличием на поверхности пленки пара, обволакивающей эту поверхность и отделяющей ее от жидкости,

называется пленочным кипением. При пленочном кипении жидкость не соприкасается с поверхностью теплообмена, отделяясь от нее тонкой пленкой пара с низкой теплопроводностью. Этот тип кипения жидкостей характеризуется большими значениями разности температур поверхности теплообмена и жидкости и относительно низкими коэффициентами теплоотдачи.

В общем случае теплота через пленку может передаваться путем теплопроводности, конвекции и теплового излучения. Обе формы переноса теплоты – конвективным теплообменом и излучением оказывают взаимное влияние друг на друга. Оно проявляется в том, что пар, образующийся благодаря излучению, приводит к утолщению паровой пленки и соответствующему снижению интенсивности переноса теплоты за счет конвективного теплообмена.

При кипении холодильного агента в испарителях бытовых холодильников наблюдается, как правило, пузырьковый режим кипения.

В испарителях могут наблюдаться три основные области с разной структурой потока по длине: область подогрева или экономайзерный участок, область кипения или испарительный участок и область перегрева образовавшегося пара. Испарительный участок включает в себя области с поверхностным кипением и объемным кипением насыщенной жидкости.

При кипении в вертикальных каналах участок трубы с объемным кипением насыщенной жидкости включает в себя области эмульсионного, пробкового или снарядного и кольцевого или стержневого режимов кипения.

В эмульсионном режиме двухфазный поток состоит из жидкости и равномерно распределенных в ней мелких пузырьков пара. С дальнейшим увеличением паросодержания некоторые из пузырьков сливаются, образуя крупные пузырьковые пробки, соизмеримые с диаметром трубы.

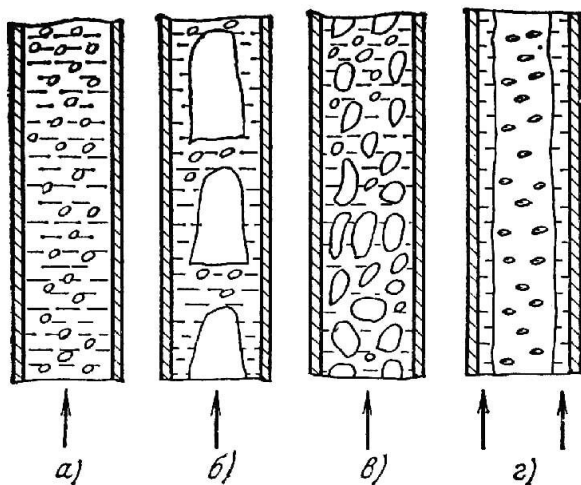


Рис. 3. Режимы течения двухфазного потока в вертикальных каналах:

- а* – пузырьковый;
- б* – снарядный;
- в* – эмульсионный;
- г* – дисперсно-кольцевой.

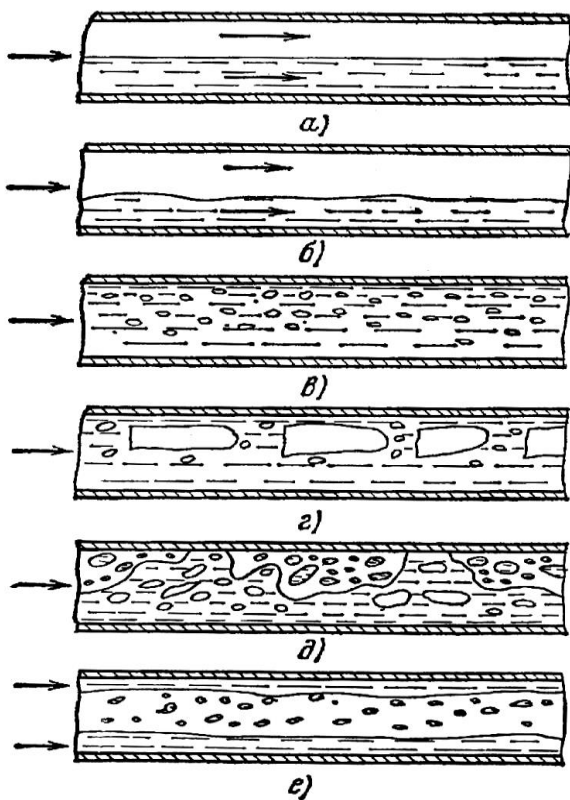


Рис. 4. Режимы течения двухфазного потока в горизонтальных каналах:

- а* – расслоенный;
- б* – волновой;
- в* – пузырьковый;
- г* – снарядный;
- д* – эмульсионный;
- е* – дисперсно-кольцевой.

При пробковом режиме пар движется в виде отдельных крупных пузырьковых пробок, разделенных прослойками парожидкостной эмульсии. Пробковый или снарядный режим течения имеет место при умеренных значениях паросодержания и скорости циркуляции.

С повышением паросодержания происходит слияние крупных пузырьков и образование дисперсно-кольцевой или стержневой структуры потока, при которой в ядре сплошной массой движется влажный пар, а у стенки трубы –

тонкий кольцевой слой жидкости. Толщина этого слоя постепенно уменьшается по мере повышения паросодержания потока, после полного испарения жидкости эта область переходит в область перегрева паров с дисперсным режимом.

При кипении в горизонтальных каналах кроме изменения структуры потока по длине имеет место изменение структуры по поперечному сечению трубы. Если скорость циркуляции и содержание пара в потоке невелики, наблюдается расслоение двухфазного потока на жидкую фазу, движущуюся в нижней части трубы, и паровую, движущуюся в ее верхней части.

При дальнейшем увеличении паросодержания и скорости циркуляции поверхность раздела между паровой и жидкой фазами приобретает волновой характер и жидкость гребнями волн периодически смачивает верхнюю часть трубы. С последующим увеличением содержания пара и скорости волновое движение на границе раздела фаз усиливается, что приводит к частичному выбрасыванию жидкости в паровую область. В результате двухфазный поток приобретает характер течения, сначала близкий к пробковому, а затем к кольцевому.

При кольцевом режиме у стенки трубы наблюдается движение тонкого слоя жидкости, а вне этого слоя перемещается парожидкостная смесь. Однако и в этом случае полной осевой симметрии в структуре потока не наблюдается.

4.2. Расчет испарителя

Необходимая площадь теплопередающей поверхности испарителя рассчитывается из уравнения (46):

$$F_{\text{и}} = \frac{Q}{K_{\text{и}} \times \Delta T_{\text{и}}} \quad (77)$$

где Q – тепловая нагрузка на испаритель

$K_{\text{и}}$ – коэффициент теплопередачи;

$\Delta T_{\text{и}}$ – средняя логарифмическая разность температур.

Средняя логарифмическая разность температур рассчитывается из соотношения (47):

$$\Delta T_{\text{И}} = \frac{(T_{\text{В1}} - T_0) - (T_{\text{В2}} - T_0)}{\ln \frac{T_{\text{В1}} - T_0}{T_{\text{В2}} - T_0}} \quad (78)$$

где $T_{\text{В1}}$ – температура воздуха в камере холодильника в конце рабочей части цикла;

$T_{\text{В2}}$ – температура воздуха в камере холодильника в начале рабочей части цикла;

T_0 – температура кипения холодильного агента.

Коэффициент теплопередачи испарителя вычисляется из уравнения (48):

$$K_{\text{И}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1\text{И}}} + \frac{\delta_{\text{И}}}{\lambda_{\text{И}}} + \frac{1}{\alpha_{2\text{И}} \times \psi_{\text{И}} \times E_{\text{И}}}} \quad (79)$$

где $\alpha_{1\text{И}}$ – коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности каналов испарителя;

$\alpha_{2\text{И}}$ – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности испарителя;

$E_{\text{И}}$ – коэффициент эффективности оребрения;

$\delta_{\text{И}}$ – толщина стенки каналов испарителя;

$\lambda_{\text{И}}$ – коэффициент теплопроводности стенки испарителя;

$\psi_{\text{И}}$ – коэффициент оребрения испарителя,

$$\psi_{\text{И}} = \frac{F_{\text{И}}}{F_{\text{В}}} \quad (80)$$

где $F_{\text{В}}$ – площадь внутренней поверхности каналов испарителя.

Значение коэффициента теплопроводности стенки для алюминиевых испарителей в диапазоне температур от 263 до 243 К находятся в пределах $\lambda_{\text{И}} = 200 \dots 203 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$.

Коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности испарителя рассчитывается для пузырькового режима течения парожидкостной смеси хладагента в процессе кипения:

$$\alpha_{1И} = 0,075 \times \left[1 + 10 \times \left[\frac{\rho_0''}{\rho_0' - \rho_0''} \right]^{2/3} \right] \times \left[\frac{(\lambda_0')^2}{\nu_0' \times \sigma_0 \times T_0} \right]^{1/3} \times q_{1И}^{2/3} \quad (81)$$

где ρ_0', ρ_0'' – плотность соответственно жидкого и парообразного хладагента при температуре кипения T_0 ;

λ_0' – коэффициент теплопроводности жидкого хладагента при температуре T_0 ;

ν_0' – коэффициент кинематической вязкости жидкого хладагента при T_0 ;

σ_0 – коэффициент поверхностного натяжения жидкого хладагента на границе с насыщенным паром;

$q_{1И}$ – плотность теплового потока.

Плотность теплового потока в процессе кипения хладагента определяется по формуле (51):

$$q_{1И} = A^{2,5} \times \left[\frac{\omega_{И} \times \rho_0'}{d_{1И}} \right]^{0,5} \times [T_{C1} - T_0]^{2,5} \quad (82)$$

где $\omega_{И}$ – средняя скорость парожидкостной смеси хладагента в испарителе;

$d_{1И}$ – внутренний диаметр каналов испарителя;

T_{C1} – температура внутренней стенки испарителя;

A – коэффициент, зависящий от температуры кипения хладагента.

Средняя скорость потока хладагента определяется из условия неразрывности потока:

$$\omega_{И} = \frac{4 \times Ga \times V_{И}}{\pi \times d_{1И}^2} \quad (83)$$

где $V_{И}$ – средний удельный объём хладагента в испарителе.

$$V_{И} = V_2 + X_{И} \times (V_5 - V_2) \quad (84)$$

где V_2, V_5 – удельный объём хладагента в точках 2 и 5 цикла холодильного агрегата (раздел 4.2);

$X_{И}$ – среднее значение массового расходного паросодержания хладагента в процессе кипения в испарителе:

$$X_{И} = 0,5 \cdot (1 - X_2) \quad (85)$$

где X_2 – массовое расходное паросодержание хладагента на входе в испаритель.

Коэффициент A зависит от термодинамических свойств применяемого холодильного агента. Например, для хладагента R134a:

$$A = 0,0085 \cdot T_0 - 1.223 \quad (86)$$

Вследствие высокой теплопроводности материала стенки испарителя разность температур ($T_{с1} - T_0$) рекомендуется задавать в пределах (0,5...0,8) К.

В связи со сложным характером теплообмена между воздухом и наружной поверхностью испарителя, обусловленным одновременно протекающими процессами конвективного теплообмена и теплообмена излучением, коэффициент теплоотдачи на наружной ребренной поверхности испарителя складывается из двух составляющих:

$$\alpha_{2И} = \alpha_{2К} + \alpha_{2Л} \quad (87)$$

где $\alpha_{2К}$ – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности испарителя, учитывающий влияние конвективного теплообмена;

$\alpha_{2Л}$ – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности испарителя, учитывающий влияние лучистого теплообмена.

Средняя величина конвективной составляющей коэффициента теплоотдачи $\alpha'_{2К}$ при свободной конвекции воздуха у поверхности испарителя рассчитывается по уравнению:

$$\alpha'_{2К} = \frac{Nu_{И} \times \lambda_B}{d_{2И}} \quad (88)$$

$Nu_{И}$ – критерий Нуссельта

$d_{2И}$ – наружный диаметр каналов испарителя;

λ_B – коэффициент теплопроводности влажного воздуха при температуре $T_w = 0,5 (T_{кМ} + T_{с2})$;

$T_{кМ}$ – заданная температура воздуха в камере;

$T_{с2}$ – температура наружной поверхности испарителя.

$$Nu_{И} = 0,8 \times [Pr_B \times Cr]^{0.25} \times \left[1 + \left[1 + \frac{1}{(Pr_B)^{0.5}} \right]^2 \right]^{-0.25} \quad (89)$$

где Pr_B – число Прандтля для воздуха при T_w , характеризующее соотношение молекулярных свойств в процессе переноса теплоты;

Cr – число Грасгофа, характеризующее эффективность подъемной силы, вызывающей свободную конвекцию воздуха.

$$Cr = \frac{g \times \beta \times d_{2И}^3 \times (T_{кМ} - T_{с2})}{\nu_B^2} \quad (90)$$

g – ускорение свободного падения

$\beta = 1/T_{кМ}$ – температурный коэффициент объемного расширения воздуха;

ν_B – коэффициент кинематической вязкости воздуха при температуре T_w .

Температура наружной поверхности испарителя $T_{с2}$ зависит от температуры кипения и температуры в камере. Для испарителя морозильной и

низкотемпературной камер $T_{c2} = T_0 + (1 \dots 2) \text{ К}$, для испарителя холодильной камеры – $T_{c2} = T_0 + (2 \dots 10) \text{ К}$.

В случае горизонтального расположения испарителя при ориентировании теплообменной поверхности вниз, за среднее значение конвективной составляющей теплоотдачи принимается, $\alpha''_{2к} = 0,5 \times \alpha'_{2к}$.

На процесс конвективного теплообмена оказывают также влияние такие факторы, как термическое сопротивление слоя снегового покрова, образующегося на поверхности испарителя, термическое сопротивление контакта оребрения с трубами испарителя. С учетом влияния перечисленных факторов уравнение для расчета конвективной составляющей коэффициента теплоотдачи $\alpha_{2к}$ принимает следующий вид:

$$\alpha_{2к} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'_{2к}} + \frac{\delta_{сн}}{\lambda_{сн}} + R_{кн}}; \quad (91)$$

где $\lambda_{сн}$ – коэффициент теплопроводности слоя снегового покрова, $\lambda_{сн} = 0,12 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$;

$\delta_{сн}$ – допустимая толщина слоя снегового покрова на поверхности испарителя, в среднем, $\delta_{сн} = 0,002 \text{ м}$

$R_{кн}$ – термическое сопротивление контакта оребрения с трубами испарителя, в среднем, $R_{кн} = 4,510^{-3} \text{ м}^2 \text{ К/Вт}$.

При расчетах испарителей холодильников с принудительной циркуляцией охлажденного воздуха величина термического сопротивления слоя снегового покрова в уравнении (60) рассчитывается, исходя из толщины слоя инея $\delta_{сн} = 0,001 \text{ м}$.

Для испарителей холодильных камер в расчетах учитывается влияние воды, образующейся на поверхности при циклической работе холодильника. В этом случае коэффициент теплоотдачи $\alpha_{2к}$ рассчитывается из уравнения (61):

$$\alpha_{2К} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{2К}} + \frac{\delta'_B}{\lambda'_B} + R_{KH}} \quad (92)$$

где δ'_B – условная толщина слоя воды на поверхности испарителя, принимается равной $\delta'_B = 0,001$ м;

λ'_B – коэффициент теплопроводности воды, $\lambda'_B = 0,56$ Вт/мК.

Лучистая составляющая коэффициента теплоотдачи $\alpha_{2л}$ рассчитывается на основе известного закона Ньютона-Рихмана:

$$\alpha_{2л} = \frac{q_{2л}}{T_{KM} - T_{C2}} \quad (93)$$

где $q_{2л}$ – плотность теплового потока на наружной поверхности испарителя.

Величина плотности теплового потока вычисляется из уравнения (63):

$$q_{2л} = \delta \times \frac{T_{УKM}^4 - T_{C2}^4}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\varepsilon_B} - 1} \quad (94)$$

δ – постоянная Стефана – Больцмана, $\delta = 5,6710^{-8}$ Вт/м² × К⁴

ε_c – коэффициент полного нормального излучения поверхности, в расчетах принимается равным $\varepsilon_c = 0,85 \dots 0,95$.

ε_B – коэффициент полного нормального излучения влажного воздуха, принимается, в среднем, равным $\varepsilon_B = 0,3$.

После расчета коэффициента теплоотдачи на наружной поверхности испарителя по уравнению (48) вычисляется значение коэффициента теплопередачи $K_{и}$.

Для систем с принудительной циркуляцией охлажденного воздуха («No frost») в уравнение (46) подставляется значение коэффициента теплопередачи $K_{ин}$, определяемое из соотношения (64):

$$K_{ин} = 1,5 \cdot K_{и} \quad (95)$$

Площадь внутренней поверхности каналов испарителя вычисляется из соотношения (65):

$$F_{и}^{\prime} = \frac{F_{и}}{\psi_{и}} \quad (96)$$

Длина трубопровода испарителя – из известной зависимости (66):

$$l_{и} = \frac{F_{и}^{\prime}}{\pi \times d_{1и}} \quad (97)$$

5. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА КОНДЕНСАЦИИ ХЛАДАГЕНТА В КОНДЕНСАТОРЕ

5.1. Особенности конвективного теплообмена в процессе конденсации

Конденсация паров рабочих веществ на твердой внутренней поверхности конденсаторов происходит, если температура поверхности ниже температуры насыщения при данном давлении. На поверхности может образовываться пленка конденсата с толщиной, намного превышающей расстояние эффективного действия межмолекулярных сил. В ряде случаев поверхность может быть покрыта отдельными каплями конденсата.

Первый вид конденсации, когда жидкая конденсированная фаза образуется на поверхности теплообмена в виде устойчивой пленки, называется пленочной конденсацией, а второй – когда происходит образование капель – капельной. Пленочная конденсация имеет место, если конденсат смачивает данную поверхность теплообмена. Если конденсат не смачивает поверхность, то происходит капельная конденсация.

В конденсаторах холодильных машин, в том числе и бытовых, имеет место пленочная конденсация.

При конденсации в трубах паровой объем ограничен стенками трубы. Если направление движения пара совпадает с направлением течения конденсата под действием силы тяжести, то скорость течения пленки повышается, ее толщина уменьшается, а коэффициент теплоотдачи увеличивается.

Если направление движения пара противоположно направлению течения конденсата, то пленка может замедлять движение, ее толщина при этом увеличивается, а коэффициент теплоотдачи снижается. Повышение скорости пара может привести к тому, что пленка будет увлечена паром и частично сорвана с поверхности стенки. В этом случае коэффициент теплоотдачи повышается.

Течение конденсата и пара может быть как ламинарным, так и турбулентным. На входе в трубу течение пара может быть турбулентным. По мере конденсации пара его скорость снижается, и турбулентный режим может перейти в ламинарный. Если происходит полная конденсация, то в конце скорость пара равна нулю. В то же время скорость конденсата вдоль трубы непрерывно возрастает, и течение конденсата может перейти в турбулентное. При определенных условиях может иметь место срыв капель с поверхности пленки.

Сочетание перечисленных условий делает задачу о теплообмене при конденсации пара в трубе достаточно сложной и требует условного разделения конденсатора на 3 участка: тепловой стабилизации, на котором температура паров хладагента снижается до температуры конденсации, участок конденсации хладагента и участок переохлаждения жидкого хладагента. С учетом этих особенностей разработана приведенная ниже методика расчета.

5.2. Расчет конденсатора

5.2.1. Тепловая стабилизация

Зона тепловой стабилизации включает в себя нагнетательный патрубок компрессора, нагнетательный трубопровод и часть конденсатора. На участке тепловой стабилизации происходит отвод теплоты от перегретых паров хладагента за счет теплообмена с окружающей средой. Температура паров хладагента снижается до температуры насыщения при данном давлении, т.е. до температуры конденсации.

Площадь теплопередающей поверхности участка тепловой стабилизации рассчитывается из уравнения (67):

$$F_T = \frac{Q_T}{K_T \times \Delta T_T} \quad (98)$$

K_T – коэффициент теплопередачи;

ΔT_T – средняя логарифмическая разность температур.

Q_T – количество теплоты, отводимой от хладагента на участке тепловой стабилизации.

Количество теплоты, отводимой от хладагента в зоне тепловой стабилизации, рассчитывается из соотношения (68):

$$Q_T = G_a \cdot (i_7 - i_8); \quad (99)$$

где i_7, i_8 – энтальпия соответственно перегретых и насыщенных паров хладагента, определяемая из расчета цикла холодильного агрегата.

Средняя логарифмическая разность температур вычисляется следующим образом:

$$\Delta T_T = \frac{(T_{c1} - T_{OC}) - (T_{c2} - T_{OC})}{\ln \frac{(T_{c1} - T_{OC})}{(T_{c2} - T_{OC})}} \quad (100)$$

где T_{c1} – температура стенки нагнетательного патрубка у выхода из компрессора;

T_{c2} – температура стенки конденсатора в конце участка тепловой стабилизации.

При проведении расчетов температура T_{c1} , в среднем, принимается равной $T_{c1} = T_7 - 20$ К, температура T_{c2} задается из условия: $T_{c2} = T_k - 2$ К.

Коэффициент теплопередачи участка тепловой стабилизации рассчитывается из уравнения (70) [3]:

$$K_T = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1T}} + \frac{\delta_C}{\lambda_M} + \frac{1}{\alpha_{2T}}} \quad (101)$$

α_{1T}, α_{2T} – коэффициенты теплоотдачи соответственно на внутренней и наружной поверхностях;

λ_M – коэффициент теплопроводности материала трубопроводов при температуре $T_c = 0,5(T_{c1} + T_{c2})$;

δ_c – толщина стенки трубопровода.

Коэффициент теплопроводности для трубопроводов из меди при $T = 273$ К составляет $\lambda_M = 393$ Вт/мК, при $T = 373$ К – $\lambda_M = 385$ Вт/мК, для промежуточных значений температуры вычисляется на основе приведенных данных методом линейной интерполяции.

Коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности участка тепловой стабилизации рассчитывается на основе критериального уравнения [8]:

$$\alpha_{1T} = \frac{Nu_{1T} \times \lambda_{1T}}{d_{1K}} \quad (102)$$

где Nu_{1T} – число Нуссельта, характеризующее интенсивность теплоотдачи от паров хладагента;

λ_{1T} – коэффициент теплопроводности паров хладагента при температуре $T_x = 0,5 [(T_7 - 15) + T_k]$;

d_{1K} – внутренний диаметр трубопровода.

$$Nu_{1T} = \frac{\xi}{8} \times \frac{Re_{1T} \times Pr_{1T}}{1 + \frac{900}{Re_{1T}} + 12,7 \times \left[\frac{\xi}{8}\right]^{0,5} \times [Pr^{2/3} - 1]} \quad (103)$$

где ξ – коэффициент гидравлического сопротивления;

Re_{1T} – число Рейнольдса, характеризующее соотношение сил инерции и сил вязкости в потоке паров хладагента;

Pr_{1T} – число Прандтля, характеризующий соотношение молекулярных свойств переноса количества движения и теплоты и определяемый по температуре T_x .

$$Re_{1T} = \frac{\omega_{1T} \times d_{1K}}{v_{1T}} \quad (104)$$

где ν_{1T} – коэффициент кинематической вязкости хладагента, определяемый по температуре T_x .

ω_{1T} – средняя скорость хладагента на участке тепловой стабилизации (74).

$$\omega_{1T} = \frac{2 \times Ga \times (V_7 + V_8)}{\pi \times d_{1K}^2} \quad (105)$$

где V_7, V_8 – удельный объём перегретых и насыщенных паров хладагента, определяемый при расчете цикла холодильного агрегата.

$$\xi = 0,11 \left[\frac{\Delta}{d_{1K}} + \frac{68}{Re_{1T}} \right]^{0,25} \quad (106)$$

где Δ – эквивалентная абсолютная шероховатость внутренней поверхности трубопровода; для медных трубопроводов $D = 1,5 \cdot 10^{-6}$ м. Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности участка термической стабилизации рассчитывается как сумма двух составляющих: коэффициента теплоотдачи $\alpha_{КТ}$, учитывающего влияние конвективного теплообмена, и коэффициента теплоотдачи $\alpha_{ЛТ}$, учитывающего влияние теплообмена излучением [8]:

$$\alpha_{2T} = \alpha_{КТ} + \alpha_{ЛТ} \quad (107)$$

$$\alpha_{КТ} = \frac{Nu_{2T} \times \lambda_B}{d_{2K}} \quad (108)$$

где Nu_{2T} – число Нуссельта [7];

λ_B – коэффициент теплопроводности воздуха при температуре $T_{ос}$;

$d_{2к}$ – наружный диаметр трубопровода.

$$Nu_{2T} = 0,8 \times [Pr \times Cr_T]^{0,25} \times \left[1 + \left[1 + \frac{1}{Pr^{0,5}} \right]^2 \right]^{-0,25} \quad (109)$$

где Pr_B – число Прандтля для воздуха при температуре $T_{ос}$;

Cr_T – число Грасгофа, характеризующее эффективность подъемной силы, которая вызывает свободноконвективное движение потока.

$$Cr_T = \frac{g \times \beta \times d_{2K}^3 \times (T_{CT} - T_{OC})}{\nu_B^2} \quad (110)$$

где $\beta = 1/T_{OC}$ – температурный коэффициент объемного расширения воздуха;

$T_{CT} = 0,5 \times (T_{C1} + T_{C2})$ – средняя температура наружной поверхности участка тепловой стабилизации;

ν_B – коэффициент кинематической вязкости воздуха при температуре T_{oc} .

Лучистая составляющая коэффициента теплоотдачи рассчитывается на основе закона Ньютона – Рихмана [3]:

$$\alpha_{LT} = \frac{q_{LT}}{T_{CT} - T_{OC}} \quad (111)$$

где q_{LT} – плотность теплового потока, определяемая из уравнения:

$$q_{LT} = \sigma \times \frac{T_{CT}^4 - T_{OC}^4}{\frac{1}{\varepsilon_C} + \frac{1}{\varepsilon_B} - 1} \quad (112)$$

где $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{Вт/м}^2 \times \text{К}^4$ – постоянная Стефана-Больцмана.

ε_C – коэффициент полного нормального излучения поверхности конденсатора;

ε_B – коэффициент полного нормального излучения влажного воздуха.

Рассчитанная по формуле (67) площадь наружной поверхности участка тепловой стабилизации является суммой площади гладкого трубопровода без оребрения F_{RT} от компрессора до начала конденсатора и оребренного трубопровода F_{OT} , являющегося частью конденсатора:

$$F_T = F_{RT} + F_{OT} \quad (113)$$

Длина трубопровода без оребрения l_{RT} выбирается конструктивно, затем рассчитывается площадь наружной поверхности гладкого и оребренного трубопроводов:

$$F_{RT} = l_{RT} \times \pi \times d_{2K} \quad (114)$$

$$F_{OT} = F_T - F_{RT} \quad (115)$$

Площадь внутренней поверхности оребренного участка с коэффициентом оребрения, равным коэффициенту оребрения конденсатора ψ_K , определяется отношением:

$$F'_{OT} = F_{OT}/\psi_K \quad (116)$$

После расчета площади внутренней поверхности оребренного участка вычисляется длина оребренного трубопровода.

5.2.2. Конденсация хладагента

Площадь теплопередающей поверхности основной части конденсатора, в которой происходит процесс конденсации хладагента, вычисляется из уравнения:

$$F_K = \frac{Q_K}{K_K \times \Delta T_K} \quad (117)$$

где Q_K – тепловая нагрузка конденсатора;

K_K – коэффициент теплопередачи конденсатора;

ΔT_K – средняя разность температур.

Тепловая нагрузка конденсатора рассчитывается следующим образом:

$$Q_K = q_K \times G_a \quad (118)$$

где q_K – удельное количество теплоты, отводимой от конденсатора, определяемое в результате расчета цикла холодильного агрегата.

Средняя разность температур представляет собой разность между температурой конденсации хладагента и температурой окружающей среды:

$$\Delta T_K = T_K - T_{OC} \quad (119)$$

Коэффициент теплопередачи конденсатора рассчитывается из уравнения [8]:

$$K_K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1K}} + \frac{\sigma_c}{\lambda_M} + \frac{1}{\alpha_{2K} \times \psi_K \times E_K}} \quad (120)$$

где α_{1K} – коэффициент теплоотдачи конденсирующегося хладагента, приведенный к внутренней поверхности конденсатора;

α_{2K} – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности конденсатора;

ψ_K – коэффициент оребрения конденсатора.

Коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности при конденсации хладагента:

$$\alpha_{1K} = C_K \times \left[\frac{g \times \lambda_K^3 \times q_K}{v_K \times \nu_K \times l_K \times \Delta T_{1K}} \right] \quad (121)$$

где C_K – коэффициент, зависящий от пространственного расположения каналов: для горизонтального $C_K = 0,07$; для вертикального $C_K = 0,11$.

λ_K – коэффициент теплопроводности жидкого хладагента при температуре T_K ;

v_K – удельный объем жидкого хладагента при температуре T_K ;

ν_K – коэффициент кинематической вязкости жидкого хладагента при температуре T_K ;

l_K – определяющий размер конденсатора;

ΔT_{1K} – средняя разность между температурой конденсации хладагента и температурой внутренней стенки.

Разность температур ΔT_{1K} в расчетах принимается равной $(1 \dots 2)K$.

Определяющий размер конденсатора зависит от пространственного расположения его каналов. Для конденсаторов с вертикальным расположением каналов величина l_K соответствует высоте конденсатора: $l_K = (0,8 \dots 1,2)$ м. Для конденсаторов с горизонтальным расположением каналов за определяющий размер принимается внутренний диаметр трубопровода.

Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности конденсатора рассчитывается как сумма двух составляющих: коэффициента теплоотдачи, учитывающего влияние конвективного теплообмена и коэффициента теплоотдачи, учитывающего влияние теплообмена излучением:

$$\alpha_{2K} = \alpha_K + \alpha_L \quad (122)$$

Конвективная составляющая коэффициента теплоотдачи рассчитывается из известного критериального уравнения теории подобия:

$$\alpha_K = \frac{Nu_K \times \lambda_B}{d_{2K}} \quad (123)$$

где Nu_K – число Нуссельта;

λ_B – коэффициент теплопроводности воздуха при температуре T_{oc} ;

d_{2K} – наружный диаметр трубопровода.

Значение критерия Нуссельта рассчитывается в зависимости от расположения каналов конденсатора.

Для конденсаторов с вертикальным расположением каналов число Нуссельта вычисляется из уравнения (93):

$$Nu_K = 0,8 \times [Pr_B \times Cr_K]^{0,25} \times \left[1 \times \left[1 + \frac{1}{Pr_B^{0,5}} \right]^2 \right]^{-0,25} \quad (124)$$

где Pr_K – число Прандтля для воздуха при температуре T_{oc} ;

Cr_K – число Грасгофа, характеризующее эффективность подъемной силы, которая вызывает свободноконвективное движение потока.

Для конденсаторов с горизонтальным расположением каналов число Нуссельта рассчитывается из уравнения (94):

$$Nu_K = 1,18 \times [Pr_K \times Cr_K]^{0,125} \quad (125)$$

Число Грасгофа вычисляется из соотношения:

$$Cr_K = \frac{g \times \beta \times d_{2K}^3 \times (T_{CK} - T_{OC})}{\nu_B^2} \quad (126)$$

где $\beta = 1/T_{OC}$ – температурный коэффициент объемного расширения воздуха;

$T_{CK} = T_K - (2 \dots 3)K$ – средняя температура наружной поверхности конденсатора;

ν_B – коэффициент кинематической вязкости воздуха при температуре T_{OC} .

Лучистая составляющая коэффициента теплоотдачи рассчитывается на основе закона Ньютона – Рихмана:

$$\alpha_L = \frac{q_L}{T_{CK} - T_{OC}} \quad (127)$$

где q_L – плотность теплового потока.

Плотность теплового потока при лучистом теплообмене рассчитывается по уравнению (81) с учетом средней температуры поверхности конденсатора T_{CK} .

Полученное в результате расчета по уравнению (86) значение представляет собой площадь наружной оребренной поверхности конденсатора. Площадь внутренней поверхности конденсатора определяется с учетом коэффициента оребрения:

$$F'_K = F_K / \psi_K \quad (128)$$

На основе значения площади внутренней поверхности и внутреннего диаметра трубопровода рассчитывается длина трубопровода конденсатора, шаг змеевика, задается шаг ребер для проволочно-трубных конденсаторов и вычисляется количество ребер.

5.2.3. Переохлаждение жидкого хладагента

Переохлаждение жидкого хладагента после конденсации позволяет снизить величину потерь холодопроизводительности в процессе дросселирования и повысить удельную холодопроизводительность холодильного агрегата. Зоной переохлаждения жидкости является часть конденсатора, в которой происходит гидродинамическая и тепловая стабилизация потока жидкого хладагента при снижении его температуры от температуры конденсации T_K до температуры переохлаждения T_1 .

Площадь теплопередающей поверхности участка переохлаждения жидкого хладагента рассчитывается из уравнения:

$$F_{\Pi} = \frac{Q_{\Pi}}{K_{\Pi} \times \Delta T_{\Pi}} \quad (129)$$

где Q_{Π} – количество теплоты, отводимой на участке переохлаждения;

K_{Π} – коэффициент теплопередачи;

ΔT_{Π} – средняя логарифмическая разность температур между наружной поверхностью участка переохлаждения и температурой окружающей среды.

Количество теплоты, отводимой от хладагента в зоне переохлаждения, рассчитывается из уравнения:

$$Q_{\Pi} = (i_9 - i_1) \times G_a \quad (130)$$

где i_9, i_1 – энтальпия жидкого хладагента в точках 9 и 1 цикла холодильного агрегата.

Средняя разность температур вычисляется следующим образом:

$$\Delta T_{\Pi} = \frac{(T_{\Pi 1} - T_{OC}) - (T_{\Pi 2} - T_{OC})}{\ln \frac{T_{\Pi 1} - T_{OC}}{T_{\Pi 2} - T_{OC}}} \quad (131)$$

где $T_{\Pi 1}$ – температура стенки конденсатора в начале участка переохлаждения жидкого хладагента;

$T_{П2}$ – температура стенки конденсатора в конце участка переохлаждения.

При проведении расчетов принимается, что $T_{П1} = T_k - 1 \text{ К}$; $T_{П2} = T_1 - 1 \text{ К}$.

Коэффициент теплопередачи зоны переохлаждения жидкого хладагента $K_{П}$ вычисляется аналогично коэффициенту теплопередачи K_T участка тепловой стабилизации по формулам (70) – (72).

6. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ДРОССЕЛИРОВАНИЯ В КАПИЛЛЯРНОЙ ТРУБКЕ

6.1. Термодинамические особенности процесса дросселирования в капиллярных трубках бытовых холодильников

В соответствии со спецификой протекания реального процесса дросселирования в капиллярных трубках бытовых холодильников при расчетах их целесообразно условно разделить на три участка (рис. 5).

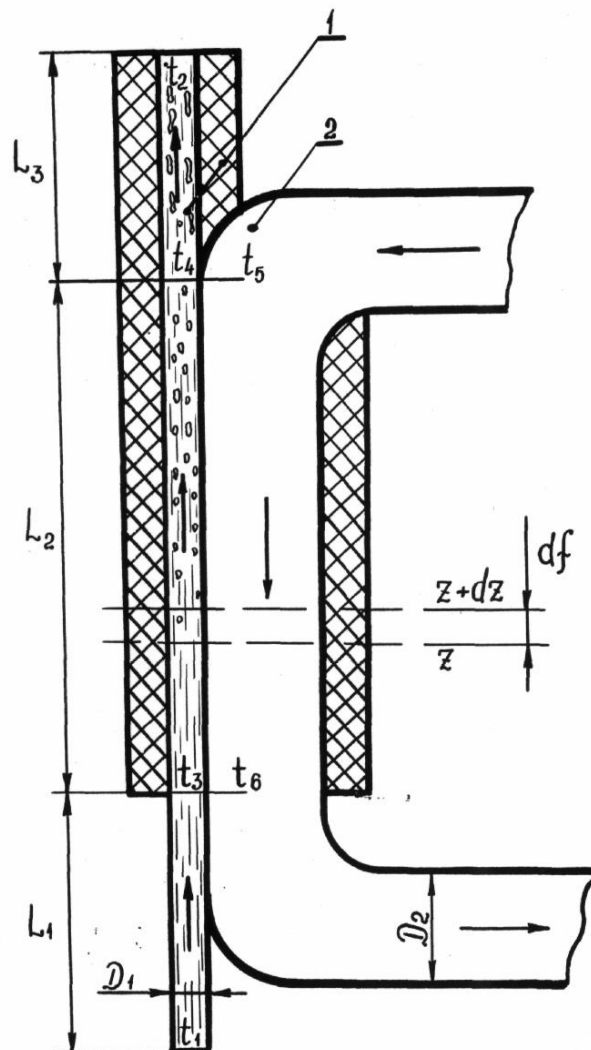


Рис. 5. Расчетная схема процесса дросселирования в капиллярных трубках:

1 – капиллярная трубка, 2 – всасывающий трубопровод

Рассмотрение закономерностей дросселирования хладагента с учетом особенностей течения на каждом из участков позволяет решить задачу повышения эффективности холодильного цикла путем снижения потерь холодопроизводительности в процессе дросселирования.

На первом расчетном участке капиллярной трубки (рис. 5) дросселирование хладагента происходит при теплообмене с окружающей средой. В зависимости от режима работы холодильного агрегата на вход в капиллярную трубку может подаваться поток переохлажденной, насыщенной жидкости или двухфазный поток парожидкостной смеси с относительно небольшим массовым расходом паросодержанием. Для рассмотрения процесса дросселирования с теплообменом между хладагентом и окружающим воздухом принимается ряд допущений:

- при дросселировании хладагента на первом участке снижения давления и температуры не сопровождается парообразованием;
- предельным значением температуры хладагента в конце первого участка является температура окружающей среды;
- в случае полной конденсации и переохлаждения образовавшейся жидкости в конденсаторе состояние насыщения хладагента в капиллярной трубке достигается при стабилизации течения потока непосредственно после прохождения начального участка. Длина начального участка L_n зависит от скорости потока и составляет, в среднем, $(0,2 - 0,3) L_l$.

В рассматриваемом процессе температура холодильного агента изменяется от значения на входе в капиллярную трубку t_1 до температуры окружающей среды t_3 . Средняя плотность теплового потока q_{1-3} при теплообмене между хладагентом в капиллярной трубке и окружающим воздухом определяется из соотношения:

$$q_{1-3} = i_1 - i_3 + \frac{1}{2}(\omega_1^2 - \omega_3^2) \quad (132)$$

где i_1 – энтальпия жидкого хладагента при температуре t_1 ;

i_3 – энтальпия жидкого хладагента при температуре t_3 ;

ω_1 – скорость потока на входе в капиллярную трубку;

ω_3 – скорость потока в сечении с температурой t_3 .

Скорость потока вычисляется по значениям средней скорости в сечениях с температурой t_1 и t_3 . Средняя скорость рассчитывается из известного уравнения неразрывности потока:

$$\frac{G}{F_1} = \frac{\omega_i}{v_i} = const \quad (133)$$

где G – массовый расход хладагента через капиллярную трубку;

F_1 – площадь поперечного сечения капиллярной трубки;

ω_i – средняя скорость потока в сечении капиллярной трубки с температурой t_i ;

v_i – удельный объем хладагента в сечении капиллярной трубки.

Решение известного уравнения конвективного теплообмена Ньютона-Рихмана позволяет определить тепловой поток, переданный от горячего теплоносителя через цилиндрическую стенку окружающему воздуху, и коэффициент теплопередачи:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3 D_1} + \frac{1}{\lambda_m} \ln \frac{D_3}{D_1} + \frac{1}{\alpha_{B3} D_3}} \quad (134)$$

где λ_3, λ_{B3} – средние до длине поверхности теплообмена коэффициенты теплоотдачи соответственно от хладагента внутренней поверхности трубки и от наружной поверхности окружающему воздуху;

D_1, D_3 – соответственно внутренний и наружный диаметры капиллярной трубки;

λ_m – коэффициент теплопроводности меди.

Определение длины первого участка капиллярной трубки производится из уравнения теплопередачи через цилиндрическую стенку:

$$L_1 = \frac{q_{1-3} G \left(\frac{1}{\alpha_3 D_1} + \frac{1}{\lambda_m} \ln \frac{D_3}{D_1} + \frac{1}{\alpha_{B3} D_3} \right)}{\pi \cdot \Delta t_{1-3}} \quad (135)$$

где Δt_{1-3} – средняя разность температур.

6.2. Расчет капиллярных трубок бытовых холодильников

В соответствии с разделением процесса дросселирования хладагента на три этапа: дросселирование при теплообмене с окружающей средой, дросселирование при рекуперативном теплообмене с всасывающим трубопроводом и адиабатическое дросселирование. При проведении расчетов капиллярная трубка также условно разделяется на три участка. Первый представляет собой часть капиллярной трубки от выхода из фильтра-осушителя до начала рекуперативного теплообменника, второй – часть капиллярной трубки, входящую в состав рекуперативного теплообменника, третий – часть капиллярной трубки от выхода из теплообменника до входа в испаритель. Длина второго участка капиллярной трубки определяется при расчете рекуперативного теплообменника.

Длина первого участка капиллярной трубки рассчитывается из уравнения:

$$L_0 = \frac{Q_{1-3}}{K_1 \times \pi \times \Delta T_1} \quad (136)$$

где Q_{1-3} – количество теплоты, отводимой от хладагента в процессе дросселирования при теплообмене с окружающей средой;

K_1 – коэффициент теплопередачи;

ΔT_1 – средняя разность температур между температурой хладагента и температурой окружающей среды.

Количество теплоты, отводимой от капиллярной трубки на первом расчетном участке капиллярной трубки, рассчитывается из соотношения:

$$Q_{1-3} = G_a \times (i_3 - i_1) \quad (137)$$

где i_3, i_1 – энтальпия хладагента в точках 1 и 3 теоретического цикла.

Средняя разность температур определяется следующим образом:

$$\Delta T_1 = 0,5 \times (T_1 + T_3) \times G_a \quad (138)$$

где T_1, T_3 – температура хладагента в начале и конце первого участка капиллярной трубки.

Коэффициент теплопередачи первого участка капиллярной трубки рассчитывается из уравнения:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \times d_1} + \frac{1}{2 \times \lambda_M} + \frac{1}{\alpha_{1B} \times D_1}} \quad (139)$$

где α_1, α_{1B} – коэффициенты теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях капиллярной трубки;

D_1, d_1 – наружный и внутренний диаметры капиллярной трубки;

λ_M – коэффициент теплопроводности материала, из которого изготовлена капиллярная трубка.

Коэффициент теплоотдачи, приведенный к внутренней поверхности капиллярной трубки, рассчитывается из критериального уравнения теории подобия:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \times \lambda_1}{d_1} \quad (140)$$

где λ_1 – коэффициент теплопроводности жидкого хладагента при температуре $T_{1m} = 0,5 \times (T_1 + T_3)$.

$$Nu_1 = 0,021 \times Re_1^{0,8} \times Pr_1^{0,43} \times \left[\frac{Pr_1}{Pr_3} \right]^{0,25} \quad (141)$$

где Re_1 – число Рейнольдса для потока хладагента;

Pr_1 – число Прандтля для жидкого хладагента при температуре T_{1m} ;

Pr_{1c} – число Прандтля для жидкого хладагента при температуре T_3 .

Число Рейнольдса вычисляется из уравнения:

$$Re_1 = \frac{\omega_{1-3} \times d_1}{\nu_1} \quad (142)$$

где ω_{1-3} – средняя скорость потока хладагента на первом участке капиллярной трубки;

ν_1 – коэффициент кинематической вязкости жидкого хладагента при температуре T_{1m} .

Средняя скорость потока ω_{1-3} определяется как среднее арифметическое значений скорости в начале и конце первого участка капиллярной трубки:

$$\omega_{1-3} = 0,5 \times (\omega_1 + \omega_3) \quad (143)$$

Скорость потока в начале и конце первого участка капиллярной трубки определяется из условия неразрывности потока:

$$\omega_1 = \frac{G_a \times V_1}{F_1}, \omega_3 = \frac{G_a \times V_3}{F_1} \quad (144)$$

где V_1, V_3 – удельный объем хладагента в точках 1 и 3 цикла холодильного агрегата;

F_1 – площадь внутреннего поперечного сечения капиллярной трубки.

Длина второго участка капиллярной трубки, как было указано выше, соответствует длине рекуперативного теплообменника.

Длина третьего адиабатического участка капиллярной трубки вычисляется из уравнения:

$$L_a = \frac{2 \times d_1 \times F_1^2}{G_a^2} \times \left[\frac{(P_2 - P_4)}{V_2 \times \varepsilon_2} + \frac{G_a^2}{F_1^2 \times \varepsilon_2} \times \ln \frac{V_2}{V_4} \right] \quad (145)$$

где P_4, P_2 – давление хладагента в начале и конце адиабатического участка капиллярной трубки;

V_4, V_2 – удельный объем хладагента в начале и конце адиабатического участка;

ε_2 – коэффициент гидравлического сопротивления течению потока.

$$\varepsilon_2 = 0,11 \times \left[\frac{\Delta}{d_1} + \frac{68}{Re_2} \right]^{0,25} \quad (146)$$

где Δ – эквивалентная абсолютная шероховатость внутренней поверхности капиллярной трубки ($\Delta = 1,5 \times 10^{-6}$ м);

Re_2 – число Рейнольдса двухфазного потока хладагента.

$$Re_2 = \frac{\omega_{CM} \times d_1}{\nu_2} \quad (147)$$

где ω_{CM} – скорость циркуляции парожидкостной смеси хладагента в адиабатическом участке капиллярной трубки;

ν_2 – коэффициент кинематической вязкости жидкого хладагента при температуре $t_{2m} = 0,5 \times (t_4 + t_2)$.

$$\omega_{CM} = 0,5 \times (\omega_{c4} + \omega_{c2}) \quad (148)$$

где ω_{c4}, ω_{c2} – средняя скорость потока хладагента в начале и конце адиабатического участка капиллярной трубки.

$$\omega_{C4} = \frac{G_a \times V_4}{F_1} \times \left[1 + \left[\frac{V_4''}{V_4'} - 1 \right] \times X_4 \right] \quad (149)$$

$$\omega_{C4} = \frac{G_a \times V_2}{F_1} \times \left[1 + \left[\frac{V_2''}{V_2'} - 1 \right] \times X_2 \right] \quad (150)$$

Общая длина капиллярной трубки определяется суммой трех составляющих:

$$L_{KT} = L_0 + L_p + L_a \quad (151)$$

7. РАСЧЕТ ПРОЦЕССА РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА

Рекуперативный теплообменник представляет собой часть капиллярной трубки и всасывающего трубопровода, которые находятся в тепловом контакте (рис. 5).

Длина рекуперативного теплообменника рассчитывается по уравнению:

$$L = \frac{Q_{5-6}}{\Delta t_p \times K_p \times \varepsilon_p} \quad (152)$$

где Q_{5-6} – количество теплоты, передаваемое от капиллярной трубки всасывающему трубопроводу;

Δt_p – средняя логарифмическая разность температур хладагента в рекуперативном теплообменнике;

K_p – коэффициент теплопередачи рекуперативного теплообменника;

ε_p – параметр, зависящий от конструкции рекуперативного теплообменника.

Из условия теплового баланса рекуперативного теплообменника, изолированного от окружающей среды, количество теплоты, передаваемой от капиллярной трубки всасывающему трубопроводу, равно количеству теплоты, поглощаемой всасывающим трубопроводом. Количество передаваемой от капиллярной трубки теплоты вычисляется из соотношения:

$$Q_{5-6} = C_{5-6} \times G_a \times (t_6 - t_5) \quad (153)$$

где C_{5-6} – средняя удельная теплоемкость хладагента во всасывающем трубопроводе:

$$C_{5-6} = \frac{C_5 + C_6}{2} \quad (154)$$

Средняя логарифмическая разность температур в рекуперативном теплообменнике вычисляется по формуле:

$$\Delta t_p = \frac{(t_3 - t_4) - (t_6 - t_5)}{\ln \frac{t_3 - t_4}{t_6 - t_5}} \quad (155)$$

Значения температуры хладагента в точках 3, 4, 5 и 6 определяются при проведении расчета цикла холодильного агрегата. По значениям температуры хладагента находятся необходимые для данного расчета теплофизические параметры.

Параметр ε_p выбирается в зависимости от конструкции рекуперативного теплообменника. Для рекуперативного теплообменника типа «труба в трубе» рекомендуется задавать $\varepsilon_p = 1,7 \times 10^{-3}$, для теплообменника, в котором капиллярная трубка припаяна к всасывающему трубопроводу, $\varepsilon_p = 1,2 \times 10^{-3}$.

Коэффициент теплопередачи рекуперативного теплообменника, в котором капиллярная трубка припаяна к всасывающему трубопроводу, вычисляется по уравнению:

$$K_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{3-4}} + \frac{\delta_1 + \delta_2}{\lambda_M} + \frac{1}{\alpha_{5-6}}} \quad (156)$$

δ_1, δ_2 – толщина стенок капиллярной и всасывающей трубки;

λ_M – теплопроводность материала, из которого изготовлены трубопроводы;

$\alpha_{3-4}, \alpha_{5-6}$ – средние коэффициенты теплоотдачи от хладагента в капиллярной трубке и всасывающем трубопроводе;

Средние значения коэффициентов теплоотдачи в капиллярной трубке и всасывающем трубопроводе рассчитываются следующим образом:

$$\alpha_{3-4} = \frac{\alpha_3 + \alpha_4}{2}; \alpha_{5-6} = \frac{\alpha_5 + \alpha_6}{2} \quad (157)$$

Коэффициент теплоотдачи от капиллярной трубки в точке 3 вычисляется на основе теории подобия:

$$\alpha_3 = Nu_3 \times \frac{\lambda_3}{D_1} \quad (158)$$

где D_1 – внутренний диаметр капиллярной трубки, $D_1 = 8,3 \times 10^{-4}$ м.

Nu_3 – число Нуссельта:

$$Nu_3 = 0,021 \times Re_3^{0,8} Pr_3^{0,43} \times \left(\frac{Pr_3}{Pr_{3CT}} \right)^{0,25} \quad (159)$$

где Re_3 – число Рейнольдса в точке 3;

Pr_3 – число Прандтля в точке 3

Pr_{3CT} – число Прандтля, выбираемое из таблиц по значению t_{3CT} ;

$$t_{3CT} = \frac{t_1 + t_3}{2} \quad (160)$$

$$Re_3 = \frac{\omega_3 \times D_1}{\nu_3} \quad (161)$$

где ν_3 – кинематическая вязкость жидкого хладагента при температуре окружающей среды t_3 ;

ω_3 – скорость потока жидкого хладагента на входе в капиллярную трубку, вычисляемая на основе уравнения неразрывности потока:

$$\omega_3 = \frac{G_a}{F_1} \times V_3 \quad (162)$$

F_1 – площадь поперечного сечения капиллярной трубки.

V_3 – удельный объем жидкого хладагента при температуре t_3 .

Число Прандтля вычисляется из соотношения:

$$Pr_3 = \frac{\nu_3}{a_3} \quad (163)$$

где a_3 – коэффициент температуропроводности при температуре t_3 .

Коэффициент теплоотдачи от капиллярной трубки в точке 4 вычисляется аналогично точке 3.

Коэффициент теплоотдачи от парообразного хладагента во всасывающем трубопроводе в точках 5 и 6 рассчитывается из уравнений:

$$\alpha_5 = Nu_5 \times \frac{\lambda_5}{D_2} \quad (164)$$

$$\alpha_6 = Nu_6 \times \frac{\lambda_6}{D_2} \quad (165)$$

где D_1 – наружный диаметр всасывающего трубопровода;

Значения числа Нуссельта для парообразного хладагента во всасывающем трубопроводе вычисляется из соотношения:

$$Nu_5 = 0,23 \times Re_5^{0,65} \times Pr_5^{0,33} \quad (166)$$

Число Нуссельта для паров хладагента в точке 6 определяется аналогично точке 5.

Значения критериев Прандтля и Рейнольдса рассчитываются для точек 4, 5 и 6 аналогично точке 3.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В монографии представлены результаты научных исследований теоретических основ рабочих процессов компрессионного бытового холодильника. Проведен анализ особенностей рабочих процессов бытовых холодильников по сравнению с другими видами холодильного оборудования.

Новизна монография заключается в комплексном научном подходе к рассмотрению особенностей теоретического цикла и рабочих процессов бытовых холодильников, разработанных авторами методик расчетов. Авторами монографии не только обобщаются исследуемые рабочие процессы, но и излагаются результаты собственных разработок по анализу теоретического цикла, теоретическим основам и методикам расчетов термодинамических процессов в холодильных агрегатах бытовых холодильных машин.

Практическая ценность представленной монографии состоит в том, что она может быть полезна для научных работников, аспирантов, инженерно-технических специалистов, занимающихся проектированием бытовой холодильной техники. Материал в монографии изложен в структурированной форме в виде с выделением основных положений и аспектов, что делает возможным и полезным ее использования студентами, магистрантами и аспирантами, обучающимися по техническим специальностям.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бараненко А.В., Бухарин Н.Н., Пекарев В.И., Тимофеевский Л.С. Холодильные машины. Учебник / Под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. СПб.: Политехника, 2006
2. Доссат Р. Дж., Хоран Т. Дж. Основы холодильной техники Москва: Техносфера, 2008. — 824с.
3. Сумзина Л. В. Повышение энергетической эффективности компрессионных бытовых холодильников с двухиспарительной системой охлаждения: диссертация...кандидата технических наук: 05.02.13; 05.04.03 / Моск. технол. ин-т. – Москва, 1990. – 193 с.
4. Анализ потерь эксергии в цикле компрессионного бытового холодильника. Сумзина Л.В., Максимов А.В. Электротехнические и информационные комплексы и системы. 2012. Т. 8. № 1. С. 37-39.
5. Сравнительный анализ циклов бытового холодильника на хладагентах r134a, r600a. Сумзина Л.В., Максимов А.В., Кудров Ю.В. Электротехнические и информационные комплексы и системы. 2012. Т. 8. № 2. С. 57-59.
6. Калориметрический стенд для исследования процессов в холодильном агрегате. Кудров Ю.В., Сумзина Л.В., Максимов А.В., Филимонов С.Л. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2022. Т. 49. № 2. С. 18-23.
7. Холодильный агрегат для двухкамерного холодильника. Сумзина Л.В., Максимов А.В., Кудров Ю.В. Патент на полезную модель RU 186269 U1, 15.01.2019. Заявка № 2018125056 от 10.07.2018.
8. Энергоэффективный холодильный агрегат для двухкамерных холодильников и морозильников бытового и промышленного назначения. Сумзина Л.В., Максимов А.В., Кудров Ю.В., Кочетков А.С. Промышленный сервис. 2019. № 1 (70). С. 24-26.

9. Способ повышения энергоэффективности холодильников. Сучилин В.А., Максимов А.В., Сумзина Л.В., Бурцева Л.А. Патент на изобретение RU 2630813, 13.09.2017. Заявка № 2015146827 от 30.10.2015.
10. Method for refrigerators efficiency increasing. Suchilin V.A., Sumzina L.V., Maksimov A.V. В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2017. С. 012121.
11. Method for household refrigerators efficiency increasing. Lebedev V.V., Sumzina L.V., Maksimov A.V. В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2017. С. 012122.
12. The influence of refrigerants on energy indicators of hermetic compressors. Maksimov A.V., Sumzina L.V. International Journal of Emerging Trends in Engineering Research. 2020. Т. 8. № 7. С. 3305-3309.
13. Comparative analysis of thermodynamic efficiency of cycles for various flowcharts of refrigerating unit. Sumzina L.V., Maksimov A.V. International Journal of Emerging Trends in Engineering Research. 2020. Т. 8. № 8. С. 4648-4653.