

**О.А. ОНИЩЕНКО**, докт. техн. наук, проф., ОГАХ, Одесса

## **ОЦЕНКА СВОЙСТВ БЫТОВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИБОРА, КАК ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ**

Показані особливості процесів стабілізації температур в камерах побутового холодильного приладу. Пояснена необхідність застосування принципу плавного керування холодопродуктивністю компресора. Виведено основні вирази, що необхідні для синтезу сучасних систем керування компресором.

Показаны особенности процессов стабилизации температур в камерах бытового холодильного прибора. Пояснена необходимость применения принципа плавного управления холодопроизводительностью компрессора. Выведены основные выражения, необходимые для синтеза современных систем управления компрессором.

The features of the processes stabilization temperatures in the chambers of household refrigeration appliance. Clarified the need for a smooth application of the cooling capacity management of the compressor. We derive the basic expressions needed for the synthesis of modern control systems compressor.

**Введение.** Основная тенденция развития современной холодильной техники – создание энергетически эффективных систем охлаждения на основе плавно управляемых компрессоров [1-3]. Для малых холодильных установок (МХУ), в том числе и бытовых холодильных приборов (БХП), задача плавного управления их холодопроизводительностью практически не решена. Это связано с тем, что в МХУ обычно применяются герметичные компрессоры с асинхронным электродвигателем, функционирующем в “релейном” режиме и поэтому необходимости в создании системы управления, детально учитывающей динамические и статические свойства объекта управления, например – БХП, нет. Однако применение управляемого по частоте вращения электропривода компрессора позволяет получение требуемого диапазона ( $D = 1/4 \dots 1/5$ ) изменения холодопроизводительности МХУ и обеспечивает ее высокую энергетическую эффективность [3-5]. Такое применение возможно лишь в том случае, если детально учитываются не только особенности работы механизма нагнетания компрессора, но и динамические свойства всех теплообменных аппаратов и камер БХП. Решению указанной задачи до настоящего времени уделено крайне мало внимания. Ясно, что достоверная оценка основных свойств БХП (коэффициентов передачи, постоянных времени и др.) с позиций плавного управления холодопроизводительностью средствами электропривода, позволит синтезировать современную, энергетически совершенную систему управления, обеспечивающую требуемый диапазон  $D$  и высокое качество процессов стабилизации температур в камерах БХП.

Создание системы управления холодопроизводительностью МХУ в заданном диапазоне невозможно без оценки (экспериментальной или аналитической идентификации) основных свойств установки, как объекта управления. Учитывая

распространенность и массовость применений БХП, решение такой актуальной задачи в масштабах государства позволит получить существенную экономию энергетических ресурсов и обеспечить заметные конкурентные преимущества отечественному производителю.

**Основной материал.** Управление холодильными установками малой производительности (до 1 кВт) предполагает решение основной задачи – стабилизации температуры охлаждаемой среды в заданных технологией хранения пределах при воздействии внешних возмущающих факторов. На рис. 1 приведена обобщенная функциональная схема МХУ установки, где показано, что в охлаждаемый объем холодильной камеры поступает теплоприток  $Q_n$ . Для поддержания технологически заданной температуры внутри камеры  $t_{в.к.}$ , с помощью испарителя холодильной машины (ХМ), отводится тепло  $Q_0$ . Выполняя работу по отводу тепла  $Q_k$  с теплопередающей поверхности конденсатора в теплоотводящую среду, ХМ потребляет электрическую энергию  $E$ . Из схемы следует, что для стабилизации технологически заданной температуры внутри камеры необходимо обеспечить равенство тепловых потоков  $Q_0 = Q_n$ . Равенство может быть достигнуто путем воздействия на поток  $Q_n$ , либо на поток  $Q_0$ , либо одновременным воздействием на эти потоки.

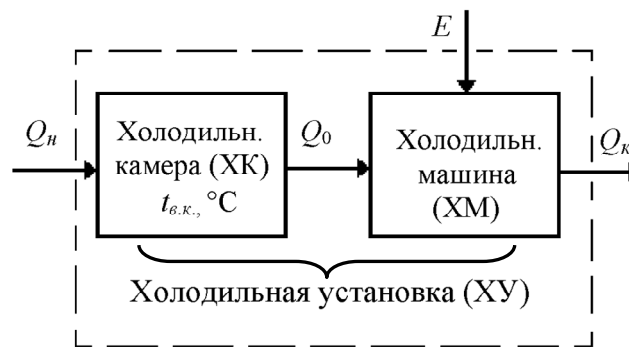


Рис. 1. Обобщенная функциональная схема холодильной установки

Управление потоком  $Q_n$ , или одновременное воздействие на  $Q_0$  и  $Q_n$ , производится в испытательных холодильных установках, когда в камерах уже обеспечена избыточно низкая температура и ее следует повышать с помощью тепловыделяющих элементов. Этот метод энергетически невыгоден. Самый распространенный метод снижения и стабилизации температуры в холодильной камере осуществляется за счет отвода из нее тепла  $Q_0$ .

Считая, что тепло проникает в камеру через теплоизоляцию, можно определить  $Q_0$  – количество тепла, отнимаемое от воздуха в охлаждаемом объеме камеры,

$$Q_0 = k_u \cdot F_{и} \cdot (t_{в.к.} - t_0), \text{ Вт.} \quad (1)$$

Количество тепла, которое может быть отведено холодильным агентом в теплообменном аппарате (испарителе):

$$Q_{м.а.} = (h_{вых} - h_{вх}) \cdot M_{х.а.}, \text{ Вт,} \quad (2)$$

где  $h_{вых}$ ,  $h_{вх}$  – энтальпии холодильного агента на выходе и входе из теплообменного аппарата, Дж/кг;  $M_{х.а.}$  – массовый расход хладагента, кг/с.

Если ХМ обеспечивает полное равенство холодопроизводительностей  $Q_0 = Q_n$ , то температура охлаждаемой среды в охлаждаемом объеме будет:

$$t_{\text{в.к.}} = t_0 + (h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}}) \cdot \frac{M_{\text{х.а.}}}{k_{\text{и}} \cdot F_{\text{и}}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3)$$

Следовательно, температура охлаждаемой среды в охлаждаемом объеме камеры будет зависеть от: температуры  $t_0$  кипения хладагента,  $^\circ\text{C}$ ; площади  $F_{\text{и}}$  теплопередающей поверхности испарителя,  $\text{м}^2$ ; коэффициента  $k_{\text{и}}$  теплопередачи испарителя,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ; расхода  $M_{\text{х.а.}}$  хладагента,  $\text{кг}/\text{с}$ .

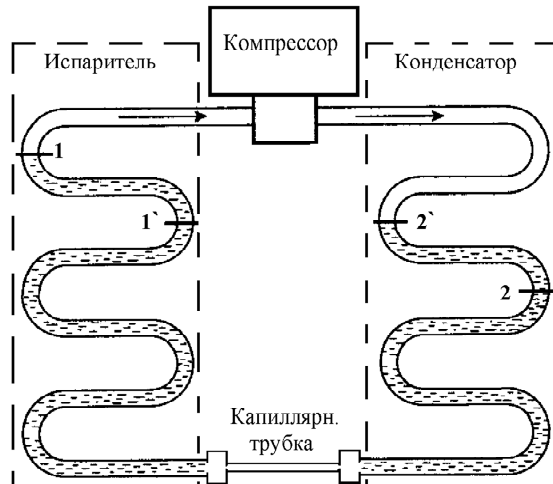


Рис. 2. Изменение уровня жидкого хладагента в БХП при изменении тепловой нагрузки

В БХП регулирование температуры охлаждаемой среды осуществляется изменением среднего значения расхода хладагента. При этом высока степень самовыравнивания тепловых процессов, оказывающих заметное влияние на работу компрессора, когда с его помощью производится регулирование расхода хладагента.

Пусть (рис. 2), при увеличении тепловой нагрузки, произошло снижение уровня жидкого хладагента в испарителе от т. 1 до т. 1'. Это приводит к увеличению уровня хладагента в конденсаторе от т. 2 до т. 2'. Большая степень заполнения жидким хладагентом конденсатора увеличивает давление конденсации и, соответственно, нагнетания. Поэтому подача хладагента через капиллярную трубку возрастает, и уровень жидкости в испарителе начнет увеличиваться – система стремится к самовыравниванию.

Холодопроизводительность компрессора выражается формулой [5-7]:

$$Q_{\text{км}} = \lambda \cdot V_h \cdot q_v, \text{ Вт}, \quad (4)$$

где  $\lambda$  – коэффициент подачи компрессора;  $V_h$  – теоретическая объемная производительность поршневого компрессора,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $q_v$  – удельная объемная холодопроизводительность поршневого компрессора,  $\text{Дж}/\text{м}^3$ .

Выражение (4), описывающее холодопроизводительность компрессора, нелинейно, так как, коэффициент подачи компрессора  $\lambda$  зависит от величины отношения давления конденсации к давлению кипения (ориентировочно, для МХУ при  $p_k / p_0 \in (3...8)$ ,  $\lambda \in (0,85...0,5)$ ), а объемная холодопроизводительность  $q_v$ , в свою очередь, зависит от температур кипения  $t_0$  и конденсации  $t_k$ . Поскольку и холодопроизводительность испарителя (1), и холодопроизводительность компрессора (4) зависят от температуры кипения, то

обе зависимости можно представить графически, в функции температуры (рис. 3).

На рис. 3, (линии *a* и *б*), показаны характеристики холодопроизводительности компрессора для двух температур конденсации  $t_{к1}$  хладагента, причем  $t_{к2} > t_{к1}$ , а построенная по (1) линия *в* – характеристика холодопроизводительности испарителя [6, 7]. Угол  $\alpha$  характеризует “качество” работы испарителя и определяется отношением холодопроизводительности испарителя к разности температур охлаждаемого объема и кипения:

$$\operatorname{tg} \alpha = Q_0 / (t_{в.к.} - t_0). \quad (5)$$

Рабочие точки 1 и 2 установившегося режима определяют равенство холодопроизводительностей компрессора и испарителя. Так, при увеличении температуры конденсации от  $t_{к1}$  до  $t_{к2}$ , температура кипения в рабочей точке 2 возрастет до  $t_{02}$  и холодопроизводительность снизится до значения  $Q_{02}$ .

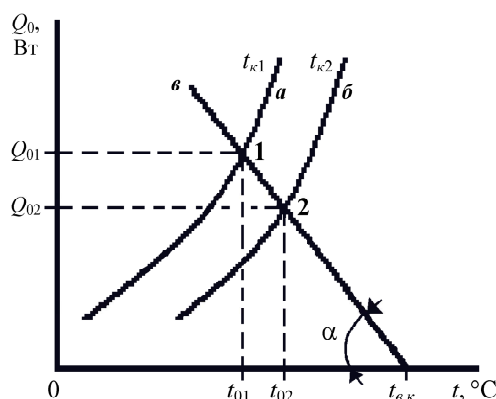


Рис. 3. Изменение положения рабочих точек БХП

Считая, что в камеру поступает тепло  $Q_n$  только через теплоизоляцию наружных ограждений холодильной камеры, то величина теплопритока определится выражением:

$$Q_n = k_n \cdot F_n \cdot (t_{н.в.} - t_{в.к.}), \text{ Вт} \quad (6)$$

где  $F_n$ ,  $k_n$  – площадь поверхности ограждений,  $\text{м}^2$  и коэффициент теплопередачи ограждений,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $t_{н.в.}$  – температура наружного воздуха,  $^\circ\text{C}$ .

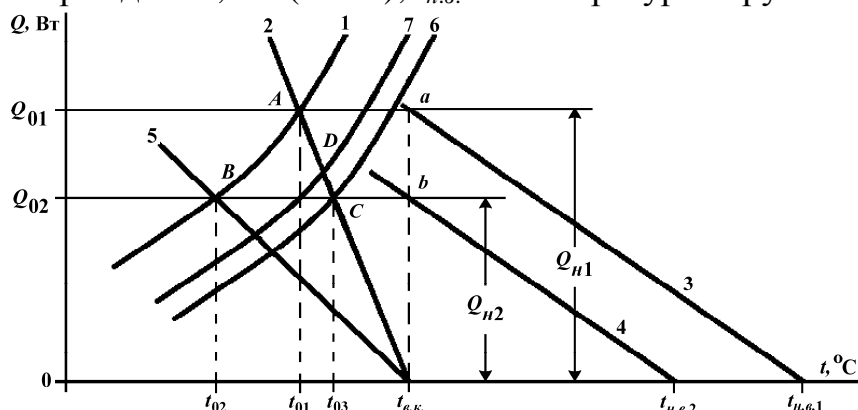


Рис. 4. Изменение режима работы БХП при уменьшении температуры наружного воздуха

Тепловой баланс компрессора, испарителя и суммарного теплопритока позволяет оценить установившийся режим, например, при изменении температуры наружного воздуха и неизменной температуре конденсации.

Пусть температура наружного воздуха  $t_{н.в.1}$  определяет по (6) значение теплопритока  $Q_{н1}$  (см. рис. 4, линия 3). Установившаяся температура в камере  $t_{в.к.}$  определяется равенством производительностей компрессора (линия 1), испарителя (линия 2) и охлаждаемого объекта. Этому статическому режиму соответствует рабочая точка  $A$  с температурой кипения  $t_{01}$ . Считаем, что компрессор работает непрерывно с холодопроизводительностью  $Q_{01} = Q_{н1}$ . При снижении температуры теплопритока до значения  $t_{н.в.2}$  (линия 4), мощность теплопритока снижается до значения  $Q_{н2}$ . Тепловой баланс в системе (рабочая точка  $B$ ) может быть достигнут посредством уменьшения площади испарителя (линия 5), что приведет к снижению температуры кипения до значения  $t_{02}$ . Из экспериментальных данных известно, что понижение температуры кипения на  $1^\circ\text{C}$  для однокамерных БХП приводит к понижению холодопроизводительности компрессора и повышению расхода электроэнергии примерно на 4 %, а при повышении температуры конденсации на  $1^\circ\text{C}$  возрастает расход электроэнергии не менее, чем на 3 %. Таким образом, уменьшение площади поверхности теплообмена испарителя приводит к заметным энергетическим потерям.

Формально, при снижении теплопритока до уровня  $Q_{н2}$ , необходимо установить непрерывно работающий компрессор с меньшей ( $Q_{01} = Q_{н2}$ ) холодопроизводительностью (линия б), что приведет к повышению температуры кипения (рабочая точка  $C$ ) до значения  $t_{03}$ .

Для снижения холодопроизводительности компрессора периодически его отключают (см. рис. 5 и рис. 6).

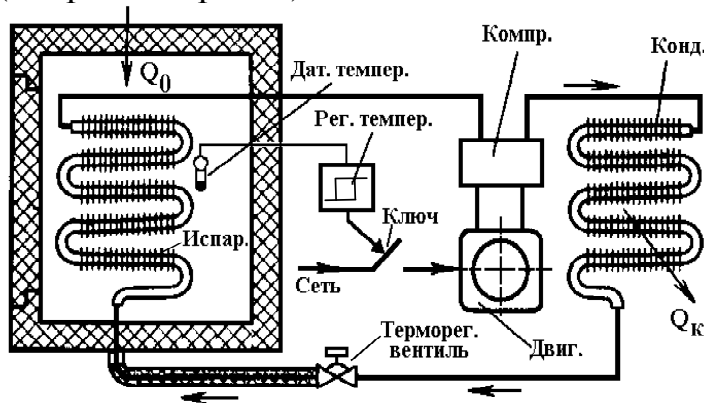


Рис. 5. Функциональная схема “релейной” системы управления температурой в БХП

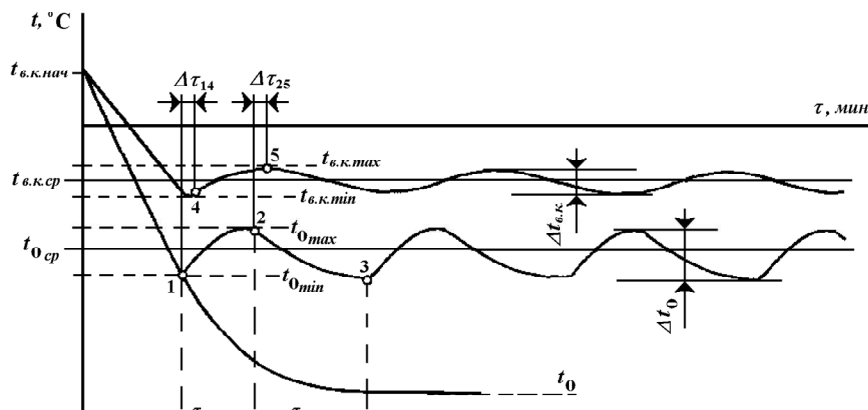


Рис. 6. Качественный характер изменения температур кипения и воздуха при “релейном” способе управления БХП

Коэффициент рабочего времени  $b$  характеризует время работы включенного на полную холодопроизводительность компрессора (коэффициент заполнения) [6]:

$$b = \frac{\tau_{\text{вкл}}}{\tau_{\text{вкл}} + \tau_{\text{откл}}}, \quad (7)$$

где  $\tau_{\text{вкл}}$  и  $\tau_{\text{откл}}$  – соответственно, продолжительность включенного и отключенного состояния компрессора, с. Примечания: а) графики на рис. 6 приведены для относительно высокой ( $b \approx 0,7$ ) тепловой нагрузки; б) расчетное значение коэффициента рабочего времени  $b_{\text{расч}}$  обычно выбирается для случая максимальной тепловой нагрузки:  $b_{\text{расч}} \geq 0,7$ ; в) коэффициент рабочего времени  $b$  всех МХУ не является постоянной величиной (зимой  $b_{\text{зим}} \in (0,1 \dots 0,3) \cdot b_{\text{расч}}$ , весной  $b_{\text{вес}} \in (0,4 \dots 0,6) \cdot b_{\text{расч}}$ , летом  $b_{\text{летн}} \approx b_{\text{расч}}$ ).

Следовательно, система управления холодопроизводительностью БХП должна обеспечить выполнение условия:

$$Q_n = b \cdot Q_{01}. \quad (8)$$

Процессы во всех элементах БХП взаимосвязаны и при “релейном” способе управления температура кипения нестационарна, и только в среднем равна требуемой. При стабилизации заданной температуры в камере для любых, регламентированных паспортом БХП пределов изменения тепловых нагрузок, компрессор должен отводить все образующиеся пары из испарителя.

Если компрессор работает с меньшей, чем необходимо, холодопроизводительностью, то пары начнут скапливаться в испарителе и процесс кипения прекратится, поскольку повысится давление и температура кипения. Именно поэтому компрессор выбирают из расчета возможной его работы на максимальную тепловую нагрузку. Например, компрессор БХП нормального климатического исполнения класса УХЛ (умеренно холодный климат) должен обеспечить заданную температуру хранения при максимальной загрузке холодильного прибора продуктами и температуре окружающей среды не менее  $+32 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Из рассмотрения рис. 6 можно заключить, что на участках 1-2 и 2-3 график изменения температуры кипения близок к экспоненциальному. Поэтому опишем, в первом приближении, участки аperiодическими законами изменения температуры, с соответствующими постоянными времени на каждом из участков.

Известно [5-7], что при работе БХП в “релейном” режиме при постоянном давлении конденсации, температура кипения изменяется в небольшом диапазоне  $\Delta t_0$  (см. рис. 6), поэтому, с погрешностью до 5 %, холодопроизводительность компрессоров малых ХКУ, в том числе и БХП, можно аппроксимировать уравнением регрессии:

$$Q_0(\tau) = a \cdot t_0(\tau) + c, \quad (9)$$

где  $a$  и  $c$  – для рассматриваемого режима компрессора постоянные коэффициенты, зависящие от конструкции, свойств хладагента и давления конденсации.

Цикл работы БХП в режиме стабилизации температуры состоит из двух участков (рис. 6):

– компрессор отключен (точки 1-2, нерабочий участок, ключ разомкнут).

Температура испарителя повышается от  $t_{0min}$  до  $t_{0max}$  за время  $\tau_{откл}$ ;

– компрессор включен (точки 2-3, рабочий участок, ключ замкнут). Температура испарителя понижается от  $t_{0max}$  до  $t_{0min}$  за время  $\tau_{вкл}$ .

На нерабочем участке цикла, за бесконечно малое приращение времени  $d\tau$ , теплоприток к испарителю будет определяться уравнением:

$$\frac{dQ(\tau)}{d\tau} = (k_{и} \cdot F_{и})_{откл} \cdot [(t_{в.к.}(\tau) - dt_0(\tau))], \quad (10)$$

где  $(k_{и} \cdot F_{и})_{откл}$  – коэффициент теплопроводимости на нерабочем участке цикла, Вт/°С.

Приток тепла  $dQ(\tau)$  повышает температуру металла испарителя, а также температуру и давление хладагента, согласно уравнению:

$$\frac{dQ(\tau)}{dt_0(\tau)} = C_u, \quad (11)$$

где  $C_u$  – суммарная теплоемкость металла испарителя и кипящего хладагента, Дж/°С.

Коэффициенты теплопроводимости (произведение коэффициента теплопередачи испарителя на его площадь –  $k_{и} \cdot F_{и}$ ) на нерабочем участке 1-2 цикла и рабочем участке 2-3 заметно различаются. Так, для БХП, усредненное соотношение между коэффициентами теплопроводимости  $\frac{(k_{и} \cdot F_{и})_{вкл}}{(k_{и} \cdot F_{и})_{откл}} \approx 2...3$ . Из (10)

и (11) можно определить приращение времени, справедливое для нерабочего участка цикла [6]:

$$d\tau_{откл} = \frac{C_u \cdot dt_0(\tau)}{(k_{и} \cdot F_{и})_{откл} \cdot [t_{в.к.}(\tau) - dt_0(\tau)]}. \quad (12)$$

Интегрируя (12) в диапазоне изменения температур кипения  $t_{0min} \dots t_{0max}$ , получим продолжительность всего нерабочего участка цикла:

$$\tau_{откл} = \frac{C_u \cdot \ln \frac{t_{в.к.сп} - t_{0min}}{t_{в.к.сп} - t_{0max}}}{(k_{и} \cdot F_{и})_{откл}}, \quad (13)$$

где  $t_{в.к.сп}$  – среднее значение температуры в камере.

При отключенном компрессоре, температура кипения хладагента стремится к температуре хранящегося объекта и, если компрессор не включится, приблизится к температуре  $t_{в.к.нач}$ . Но уже при  $t_{0max}$  (см. рис. 6) компрессор начнет работать.

Если обозначить постоянную времени для нерабочего участка:

$$T_{откл} = \frac{C_u}{(k_{и} \cdot F_{и})_{откл}}, \text{ с}, \quad (14)$$

то совместное решение (10) и (11) для участка 1-2 позволяет найти в функции времени зависимость температуры кипения [5-7]:

$$t_0(\tau)|_{1-2} = t_{в.к.} - e^{-\tau/T_{откл}} \cdot (t_{в.к.} - t_{0min}). \quad (15)$$

На рабочем участке цикла, за бесконечно малое время  $d\tau$ , холодильной машиной от системы отводится, согласно уравнению (16), тепло  $dQ(\tau)$ :

$$\frac{dQ(\tau)}{d\tau} = Q_0(\tau) = a \cdot t_0(\tau) + c. \quad (16)$$

При этом от охлаждаемого объекта отводится тепло  $dQ'(\tau)$ , а к металлу испарителя и холодильному агенту перейдет тепло  $dQ''(\tau)$  [5-7]:

$$dQ'(\tau) = (k_{и} \cdot F_{и})_{вкл} \cdot [(t_{в.к.}(\tau) - t_0(\tau))] d\tau; \quad (17)$$

$$dQ''(\tau) = -C_u \cdot dt_0(\tau), \quad (18)$$

где  $(k_{и} \cdot F_{и})_{вкл}$  – коэффициент теплопроводности испарителя на рабочем участке цикла, Вт/°С.

Из (16) и (17) можно определить минимальную установившуюся температуру кипения  $t_0$  холодильного агента (см. рис. 6):

$$t_0 = \frac{c - (k_{и} \cdot F_{и})_{вкл} \cdot t_{в.к.ср}}{a + (k_{и} \cdot F_{и})_{вкл}}, \quad (19)$$

а из совместного решения (16), (17) и (18) с подстановкой (19), – продолжительность рабочего участка цикла:

$$\tau_{вкл} = \frac{C_{и} \cdot \ln \frac{t_{0max} - t_0}{t_{0min} - t_0}}{a + (k_{и} \cdot F_{и})_{вкл}}. \quad (20)$$

Интегрирование на участке 2-3 позволяет определить выработанное количество холода:

$$\Delta Q = \frac{C_{и}}{a + (k_{и} \cdot F_{и})_{вкл}} \left( a \cdot (t_{0max} - t_{0min}) + (a \cdot t_0 + c) \cdot \ln \frac{t_{0max} - t_0}{t_{0min} - t_0} \right). \quad (21)$$

Если в (21) обозначить постоянную времени как

$$T_{вкл} = \frac{C_{и}}{a + (k_{и} \cdot F_{и})_{вкл}}, \text{ с}, \quad (22)$$

то можно найти зависимость температуры кипения в функции времени, справедливую для участка 2-3 [5-7]:

$$t_0(\tau)|_{2-3} = t_0 + e^{-\frac{\tau}{T_{вкл}}} \cdot (t_{0max} - t_0). \quad (23)$$

**Выводы. 1.** Сравнивая постоянные времени (14) и (22) можно отметить, что вблизи заданной температуры при холодопроизводительности меньшей номинальной, процесс отепления менее интенсивный, чем процесс охлаждения. Это связано, во-первых, с изменением направления теплового потока испарителя при включении и отключении испарителя с соответствующим изменением коэффициента теплопроводности  $(k_{и} \cdot F_{и})$ , и во-вторых, с эффектом термостатирования холодильной камеры. **2.** Имея аналитические выражения для оценки постоянных времени (14) и (22), холодопроизводительности компрессора (9) и температур кипения обеспечиваются необходимые условия для синтеза современной системы плавного управления холодопроизводительностью компрессора БХП.

**Список литературы. 1.** Афанасьева И.А., Смыслов В.И., Калнинь И.М. Повышение энергетической эффективности бытовой холодильной техники. – Режим доступа: <http://www.pozis.ru/articles/show/106>. **2.** Научно-технические основы создания современных бытовых холодильных приборов / [В.И. Ландик, В.П. Шевченко, А.А. Шубин и др.]; под. ред



В.И. Ландика. – Донецк: ДонНУ, 2002. – 200 с. **3. Онищенко О.А.** Модель холодильной установки с автоматизированным электроприводом компрессора / О.А. Онищенко // Холодильная техника и технология (прилож. к журналу от 14.10.2005). – 2005. – С. 120-129. **4. Карпович О.Я.** Расширение диапазона регулирования производительности микрокомпрессоров средствами автоматизированного электропривода / О.Я. Карпович, О.А. Онищенко // Матер. міжн. наук.-техн. конф. “Сучасні проблеми холодильної техніки і технології”. – Одеса: ОДАХ, 2011. – С. 63-65. **5.** Проектирование поршневого компрессора холодильных машин и тепловых насосов / [Л.И. Морозюк, Т.В. Морозюк, Л.В. Ястребова и др.]; под. ред. Л.И. Морозюк. – Одесса: ОГАХ, 2003. – 75 с. **6. Якобсон В.Б.** Малые холодильные машины / В.Б. Якобсон. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 368 с. **7. Зеликовский И.Х.** Малые холодильные машины и установки: Справочник / И.Х. Зеликовский, Л.Г. Карлан. – М.: Агропромиздат, 1989. – 672 с.

*Поступила в редколлегию 20.03.2012*

## **УДК 656.138**

**Л.С. АБРАМОВА**, канд. техн. наук, доц., ХНАДУ, Харків

**І.С. НАГЛЮК**, канд. техн. наук, доц., ХНАДУ, Харків

**Г.Г. ПТИЦЯ**, асист., ХНАДУ, Харків

### **АНАЛІЗ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ СКЛАДУ ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКУ**

Наведено результати аналізу наукових напрямків дослідження визначення коефіцієнтів приведення різних типів автотранспортних засобів до легкового автомобіля, які впливають на визначення складу транспортного потоку та його інтенсивності.

**Ключові слова:** інтенсивність, склад транспортного потоку, коефіцієнт приведення, транспортний засіб

Приведены результаты анализа научных направлений исследования определения коэффициентов приведения разных типов автотранспортных средств к легковому автомобилю, которые влияют на определение состава транспортного потока и его интенсивности.

**Ключевые слова:** интенсивность, состав транспортного потока, коэффициент приведения, транспортное средство

The results of scientific directions analysis aimed at estimating a coefficient of reduction of different kinds of transport means influencing on the determination of a traffic flow structure and its intensity to a motor car have been given.

**Keywords:** intensity, traffic flow structure, transport system, coefficient of reduction.

#### **1. Вступ**

За даними Всесвітньої організації охорони здоров'я (ВООЗ), щороку в дорожньо-транспортних подіях (ДТП) в світі гинуть і отримують поранення більше 20 мільйонів чоловік, а щорічні сумарні економічні втрати перевищують 500 мільярдів доларів. За даними Всесвітнього банку 2011 року, Україна займає 4-е місце в східноєвропейському регіоні по економічних втратах від ДТП (близько 5 млрд. \$). Перші три позиції – Росія, Туреччина, Польща.

У процесі дорожнього руху, що характеризується високою інтенсивністю руху автотранспорту, в який залучена величезна кількість людей і транспортних засобів, забезпечення безпеки дорожнього руху стає однією з серйозних