

УДК 621.56/.59

Особенности расчета последовательно включенных конденсаторов водяного и воздушного охлаждения с плавающим давлением конденсации

Д-р техн. наук В. Л. ЮША¹, канд. техн. наук В. А. МАКСИМЕНКО², А. Н. ФОТ³

¹yusha@omgtu.ru, ²maxw52@mail.ru, ³hein@list.ru.

Омский государственный технический университет,

Приведена методика расчета холодильной машины с конденсаторами комбинированного охлаждения, а также представлены результаты численного расчета. Предложена методика определения распределения тепловых нагрузок и массовых расходов сред через конденсатор, а также определение параметров хладагента перед дросселированием. Определен критерий сходимости расчета холодильной машины. На основании инженерных методик расчета холодильных машин проведен численный расчет. По результатам расчета виден значительный диапазон изменения давления конденсации от 400 до 1500 кПа при использовании естественно циркуляционного цикла холодильной машины, цикла с компримированием холодильного агента и изменением последовательности прохождения хладагента в конденсаторах водяного и воздушного охлаждения. Критерием сходимости расчета выбраны минимальные годовые и текущие затраты на выработку холода, это позволяет проектировать новые холодильные установки с конденсаторами комбинированного охлаждения, разрабатывать программу управления холодильной установкой в течение всего года эксплуатации в зависимости от изменения температур охлаждающих сред, стоимостей электроэнергетики, охлаждающей воды и других ресурсов.

Ключевые слова: комбинированное охлаждение, узел конденсации, водяное и воздушное охлаждение, плавающее давление конденсации, экология, экономия энергоресурсов, математическая модель, холодильная машина.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 23.03.2017, принята к печати 28.07.2017

DOI: 10.21047/1606-4313-2017-16-3-28-34

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Юша В. Л., Максименко В. А., Фот А. Н. Особенности расчета последовательно включенных конденсаторов водяного и воздушного охлаждения с плавающим давлением конденсации // Вестник Международной академии холода. 2017. № 3. С. 28–34.

Calculation of series water and air cooling condensers with floating condensation pressure

D. Sc. V. L. YUSHA¹, Ph. D. V. A. MAKSIMENKO², A. N. FOT³

¹yusha@omgtu.ru, ²maxw52@mail.ru, ³hein@list.ru.

Omsk State Technical University

The article deals with a calculation method for the cold producing machine with combined cooling condensers, and some numerical calculation results are also provided. The technique of heat load distribution and mass transfer rate for the condenser, and also coolant parameters' determination before throttling is offered. Also the calculation of convergence criterion for the cold producing machine is presented. On the bases of on the well-known engineering calculation techniques for the cold producing machines and the ones of this article numerical calculation is carried out. The calculation results demonstrate the considerable range of condensation pressure change when natural circulation cycle of the cold producing machine, a cycle with refrigerating agent compression and the change of the sequence for the coolant passing in water- and air- cooled condensers, is used. The calculation convergence criterion is selected upon the minimum annual and current costs on the efficient operation of the unit, that allows to design new refrigeration units with combined cooling condensers, to develop a control program of the refrigeration unit for the whole year of operation depending on cooling medium temperature change, electric power costs, cooling water, and other resources.

Keywords: combined cooling, condensation node, water and air cooling, floating condensation pressure, ecology, energy saving, mathematical model, cold producing machines.

Article info:

Received 23/03/2017, accepted 28/07/2017

DOI: 10.21047/1606-4313-2017-16-3-28-34

Article in Russian

For citation:Yusha V. L., Maksimenko V. A., Fot A. N. Calculation of series water and air cooling condensers with floating condensation pressure. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2017. No 3. p. 28–34.

Введение

В условиях современных тенденций удорожания электрической энергии и пресной воды их потребление все в большей степени сказывается на стоимости производимой продукции [1–5]. Холодильные машины являются одними из крупнейших потребителей этих ресурсов на предприятиях различных отраслей. Анализ работы холодильной машины показывает, что давление (температура) конденсации и способ охлаждения конденсаторов оказывает определяющее значение на потребление энергоресурсов. Способы охлаждения конденсаторов водой и воздухом имеют различные термодинамические, эксплуатационные характеристики. Некоторые из них изменяются в течении периода эксплуатации. Поэтому принимая один из способов охлаждения невозможно добиться наилучших эксплуатационных показателей холодильной машины. Применение схем охлаждения конденсаторов комбинированно водой и воздухом связано с трудностями их расчета и регулирования.

В работах [6–9] предлагаются различные схемы включения теплообменных аппаратов. Основные из них предусматривают последовательное и параллельное включение по ходу охлаждаемого продукта. Параллельное включение конденсаторов позволяет обеспечить низкие гидравлические потери в конденсаторном узле, однако предъявляет высокое требование к равномерности гидравлических сопротивлений каждого параллельно установленного конденсатора, а также необходимость полной симметричности трубопроводов, подключающих их. Несоблюдение этих требований приводит к подтоплению конденсатора с наименьшим гидравлическим сопротивлением и к снижению полезной теплообменной поверхности.

В указанной выше литературе рассматривается возможность комбинированного охлаждения конденсаторов, однако не проработаны методики их расчета. Не учтено влияние промежуточного слива конденсата на расчет поверхностей конденсаторов. Так же не обозначены рекомендованные разности температур между охлаждающей средой и хладагентом для случая комбинированного охлаждения — без чего методика их расчета не может быть полной и обоснованной.

В данной работе рассматриваются особенности комбинированной схемы охлаждения последовательно включенных конденсаторов и методика ее расчета. Вносится уточнение расчета состояния жидкого хладагента перед дросселированием, предлагается экономический критерий определения наилучших характеристик холодильной машины с узлом комбинированного охлаждения конденсаторов, в том числе расходов охлаждающих сред и по-

верхностей теплообмена. Такой подход предоставляет возможность определить экономически обоснованные режимы работы холодильной установки и, позволит разработать недостающие рекомендации к методикам расчета конденсаторов комбинированного охлаждения.

Объект исследования

При последовательном соединении конденсаторов возникает необходимость решения проблемы отвода конденсата после первого конденсатора по ходу хладагента, что объясняется опасностью затопления последующего конденсатора, а также существенными гидравлическими потерями при течении двухфазного потока хладагента в конденсаторе [7, 9–11].

К рассмотрению принята схема последовательного включения конденсаторов, показанная на рис. 1, которая позволяет не учитывать гидравлические особенности теплообменных аппаратов.

В схеме холодильной машины с последовательным соединением конденсаторов предусмотрена возможность изменять последовательность прохождения хладагента в конденсаторах, что показано сплошной линией (охлаждение в водяном, затем в воздушном конденсаторе прямая последовательность) и пунктирной (обратная последовательность).

При комбинированном охлаждении конденсаторов степень сухости холодильного агента на выходе из первого конденсатора может принимать значения от 0 до 1, поэтому количество сконденсированного хладагента может сильно меняться. Для эффективного отвода сконденсированного хладагента используется отделитель жидкости 4 (см. рис. 1) [12].

Основным преимуществом комбинированной схемы узла конденсации является принципиальная возможность установить любое давление (температуру) конденсации [13], соответствующее диапазону текущих температур охлаждающих воды и воздуха. Это достигается перераспределением теплоты конденсации в необходимой пропорции между конденсаторами водяного и воздушного охлаждения.

Методика расчета

Для расчета теплового баланса конденсатора используется формула

$$Q_k = G_a \cdot \Delta i, \quad (1)$$

где Q_k — теплота конденсации; G_a — массовый расход хладагента в конденсаторе; Δi — разность энтальпий хладагента на входе и выходе конденсатора.

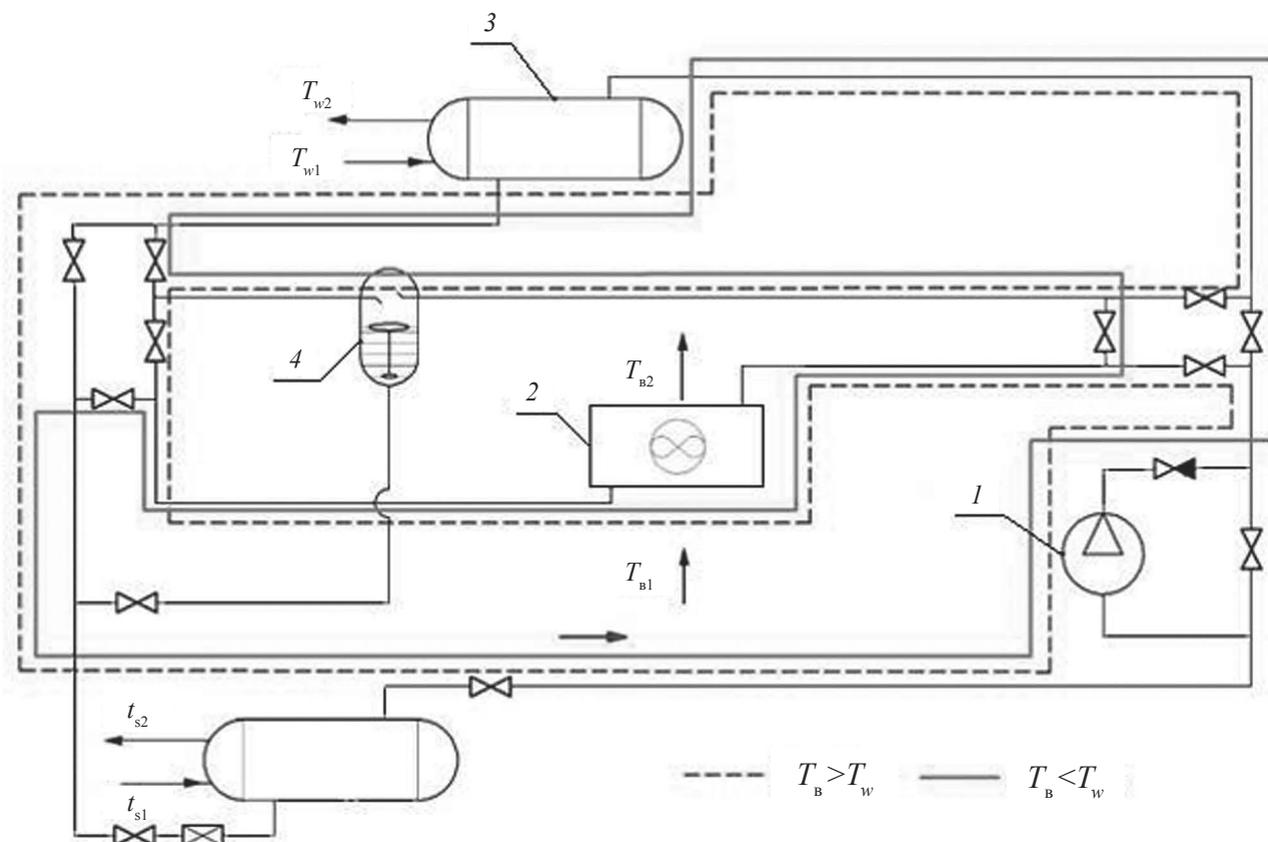


Рис. 1. Схема холодильной машины с узлом конденсации комбинированного охлаждения. Схемы движения хладагента в узле конденсаторов: «конденсаторы воздушный — водяной», «конденсаторы водяной — воздушный». T_g — температура охлаждающего воздуха, T_w — температура охлаждающей воды, t_{s1} , t_{s2} — температуры продукта на входе и выходе испарителя; 1 — компрессор, 2 — конденсатор воздушного охлаждения, 3 — конденсатор водяного охлаждения, 4 — отделитель жидкости

Fig. 1. The circuit of cold producing machine with combined condensation node. Coolant circuits in condensation node of air-condenser — water-condenser and water-condenser — air condenser types. T_g — the temperature of air coolant; T_w — the temperature of water coolant; t_{s1} , t_{s2} — the temperature of the products at the evaporator in- and outlet; 1 — compressor; 2 — air-cooled condenser; 3 — water-cooled condenser; 4 — liquid separator

В случае комбинированного охлаждения, представленного на схеме рис. 1, холодильный цикл принимает вид, как показано на рис. 2, из чего следует, что формула (1) не учитывает слив сконденсированного хладагента и не может применяться для описания работы узла конденсации комбинированного охлаждения в целом.

Также следует обратить внимание на то, что хладагент, сконденсированный в первом конденсаторе, сливается в состоянии насыщенной жидкости (точка 7), тогда как после второго конденсатора хладагент может переохлаждаться (точка 8). Поэтому требуется определить состояние смеси хладагентов после первого и второго конденсаторов (точка 8'), поступающей на дросселирование и определяющей значение точки 9.

Для составления теплового баланса узла конденсации комбинированного охлаждения необходимо учитывать количество слитого жидкого хладагента после первого конденсатора. Воспользовавшись схемой холодильного цикла, показанного на рис. 2, составим выражение для массы хладагента, слитого в отделитель жидкости

$$G_x = G_a \cdot (1 - x), \quad (2)$$

где G_x — масса хладагента, слитого в отделитель жидкости; x — степень сухости хладагента.

Таким образом, уравнения тепловых балансов узла конденсации комбинированного охлаждения примут вид выражений:

$$Q_k = Q_1 + Q_2 = G_a \cdot (i_5 - i_8'); \quad (3)$$

$$G_1 = G_a; \quad (4)$$

$$G_2 = G_a - G_x = G_a \cdot x; \quad (5)$$

$$Q_1 = G_1 [i_5 - i_3 + (1 - x)(i_3 - i_7)] = G_1 (i_5 - i_6); \quad (6)$$

$$Q_2 = G_2 (i_3 - i_8), \quad (7)$$

где Q_1 , Q_2 — теплота конденсации в первом и втором конденсаторах; G_1 , G_2 — массовые расходы хладагента в первом и втором конденсаторах; i_{1-9} — энтальпия хладагента в характерных точках, в соответствии со схемой холодильного цикла.

Для определения энтальпии смеси жидкого хладагента после первого и второго конденсатора необходимо решить систему уравнений (3), (5), (6), (7). В результате получим выражение

$$i_8' = i_7 - x(i_7 - i_8). \quad (8)$$

На основе полученных выше выражений, а также методик расчета конденсаторов холодильных машин, описанных в работах [10, 11, 14], возможно расчетным путем прогнозировать условия работы узла конденсации комбинированного охлаждения.

Определим критерий расчета холодильной машины [11, 15].

$$\Theta_i = \min \Theta_i(t_k, \omega_w, \omega_a); \tag{9}$$

$$\Theta = \sum_{i=1}^m \Theta_i \cdot n_i; \tag{10}$$

$$\Theta_{\text{год}} = \min \Theta(X, \omega_{ip}, \theta_{ip}); \tag{11}$$

$$X = (i_x - i') / (i'' - i'), \tag{12}$$

где Θ_i — экономические затраты ХМ за час в текущем интервале температур; Θ — экономические затраты ХМ в течении одного интервала температур; $\Theta_{\text{год}}$ — экономические затраты ХМ в течении года; X — степень сухости пара при переходе конденсирующегося хладагента из первого конденсатора во второй в узле комбинированного охлаждения; i'' , i' , i_x — энтальпии, соответственно начала конденсации, полной конденсации и перехода из первого конденсатора во второй.

Результаты расчета

Расчет проведен для холодильной установки с температурой кипения 269 К, в качестве граничного условия

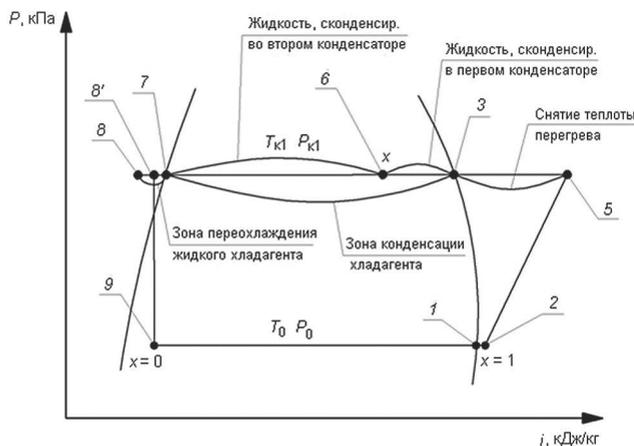


Рис. 2. Холодильный цикл с узлом конденсации комбинированного охлаждения

Fig. 2. Refrigeration cycle with condensation node of combined cooling type

принята обязательная конденсация (достижение насыщенного пара) в каждом конденсаторе. Конденсаторы водяного и воздушного охлаждения способны полностью снимать теплоту конденсации. Результаты расчетов представлены на рис. 3, 4, 5 и соответствуют минимальным значениям экономических характеристик в соответствии с выражениями (9)–(12).

Давление конденсации (рис. 3) обеспечивается перераспределением нагрузок, и (или) изменением схемы включения конденсаторов (рис. 4), в зависимости от изменения температур охлаждающих сред (рис. 5). Когда

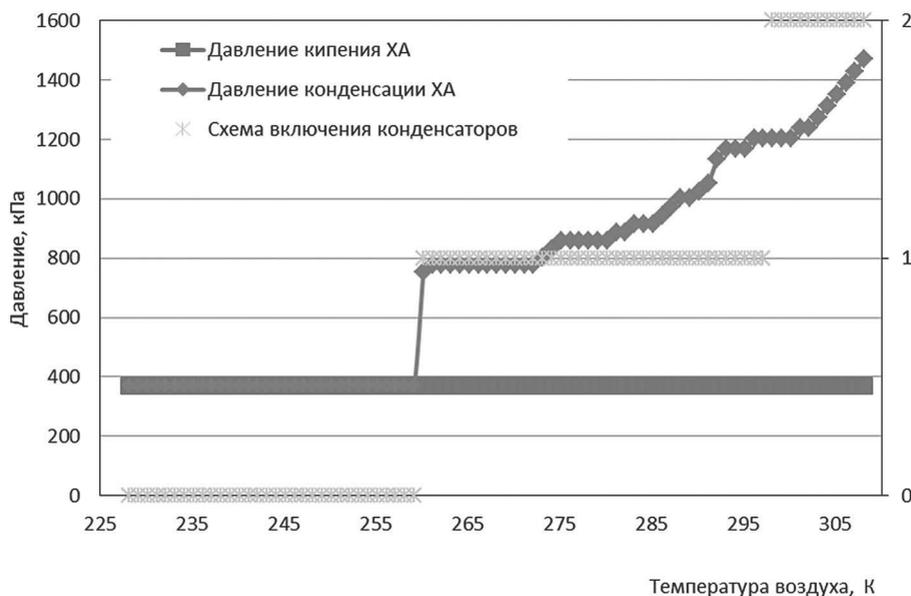


Рис. 3. Изменение давления хладагента холодильной машины при изменении распределения нагрузок между конденсаторами и изменении схемы включения конденсаторов. Схема включения конденсаторов: 0 — естественная циркуляция хладагента; 1 — последовательное включение конденсатора водяного, затем воздушного охлаждения; 2 — последовательное включение конденсатора воздушного, затем водяного охлаждения

Fig. 3. Changes of coolant pressure in cold producing machine when load distribution between condensers and their connection circuit change. Connection circuit of the condensers: 0 — natural coolant circulation; 1 — serial connection — water-cooled condenser, their air-cooled condenser; 2 — serial connection — air-cooled condenser, their water-cooled condenser

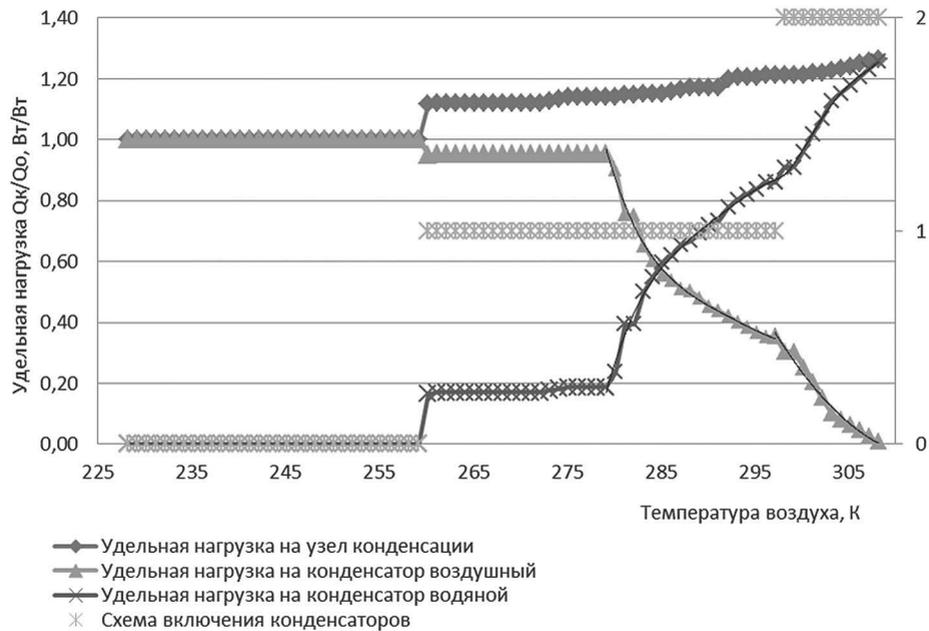


Рис. 4. Удельные нагрузки на конденсаторы при изменении распределения нагрузок между конденсаторами и при изменении схемы включения конденсаторов. Схема включения конденсаторов: 0 — естественная циркуляция хладагента; 1 — последовательное включение конденсатора водяного, затем воздушного охлаждения; 2 — последовательное включение конденсатора воздушного, затем водяного охлаждения

Fig. 4. Specific condenser loads when load distribution between condensers and their connection circuit change. Connection circuit of the condensers: 0 — natural coolant circulation; 1 — serial connection — water-cooled condenser, then air-cooled condenser; 2 — serial connection — air-cooled condenser, then water-cooled condenser

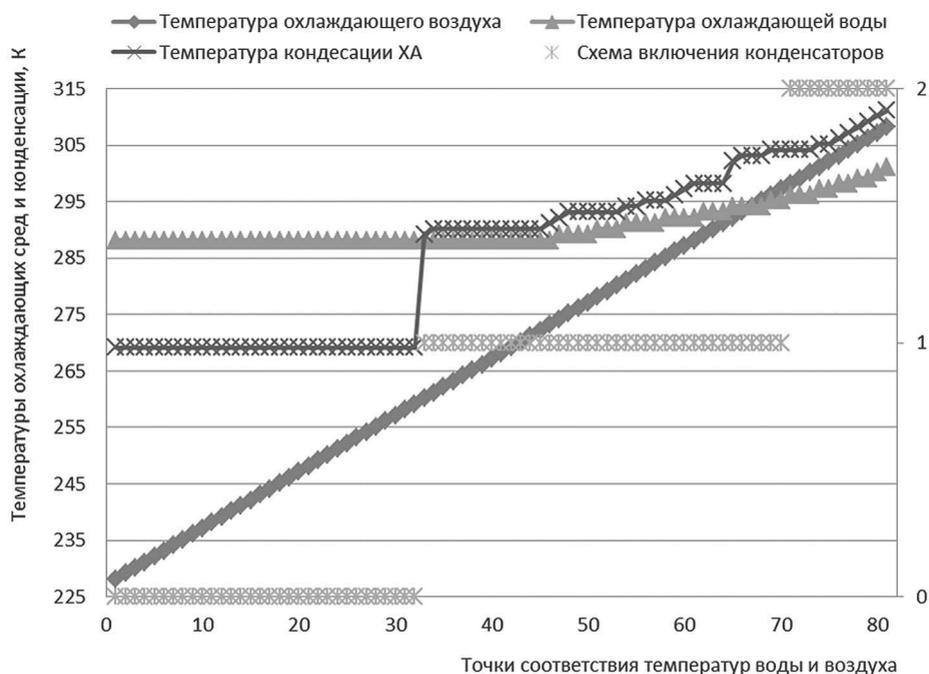


Рис. 5. Температура конденсации в узле комбинированного охлаждения конденсаторов при изменении распределения нагрузок между конденсаторами и при изменении схемы включения конденсаторов. Схема включения конденсаторов: 0 — естественная циркуляция хладагента; 1 — последовательное включение конденсатора водяного, затем воздушного охлаждения; 2 — последовательное включение конденсатора воздушного, затем водяного охлаждения

Fig. 5. Condensation temperature for the condensation node of combined type when load distribution between condensers and their connection circuit change. Connection circuit of the condensers: 0 — natural coolant circulation; 1 — serial connection — water-cooled condenser, then air-cooled condenser; 2 — serial connection — air-cooled condenser, then water-cooled condenser

значения температур наружного воздуха низкие, то большая часть теплоты конденсации приходится на конденсатор воздушного охлаждения. Конденсатор воздушного охлаждения подключен вторым по ходу движения хладагента. По мере приближения температуры воздуха к температуре воды (см. рис. 5), тепловая нагрузка перераспределяется в большей степени на конденсатор водяного охлаждения. В этот период особо заметен рост температуры конденсации, относительно температуры охлаждающих сред. Максимальные значения температур конденсации находятся в области равных значений температур воды и воздуха. После того, как значения температур охлаждающих сред уравнялись, происходит смена включения конденсаторов, вторым по ходу хладагента становится конденсатор водяного охлаждения. После этого рост температуры конденсации замедляется, как видно на графике, показанном на рис. 5.

В режиме работы с компримированием холодильного агента, температура конденсации (см. рис. 5) всегда выше самой высокой температуры охлаждающей среды. Такое поведение связано с принятым ограничением в расчетах об обязательной конденсации в каждом конденсаторе. Очевидно, что в диапазоне температур воздуха от 260 К и выше, есть возможность обеспечения более

низкого давления конденсации, при условии если конденсатор водяного охлаждения будет работать как фторконденсатор. То же касается и области температур выше 298 К, если перевести воздушный конденсатор в режим сбива теплоты перегрева.

Выводы и рекомендации

Предложенные уравнения (3), (5), (6), (7), (8) рекомендуются для расчета узла конденсации комбинированного охлаждения с промежуточным сливом жидкого рабочего тела после первого конденсатора по ходу хладагента.

Проведенные вычисления по предложенной методике расчета узла конденсации комбинированного охлаждения, показывают возможность распределения нагрузки между конденсаторами и, как следствие, поддержание необходимого давления конденсации. Поскольку перераспределение теплоты конденсации обеспечивается изменением расходов охлаждающих сред, а результирующее давление конденсации определяет потребление энергии, затраченной на компримирование хладагента, то комбинируя эти показатели возможно добиться минимальных ресурсных затрат на производство холода во всем диапазоне температур охлаждающих сред.

Литература

1. *Carvalho M., Lozano M. A., Serra L. M.* Multicriteria synthesis of trigeneration systems considering economic and environmental aspects // *Appl. Energy*. 2012. Vol. 91, No 1. P. 245–254.
2. *Fumo N., Mago P. J., Chamra L. M.* Energy and economic evaluation of cooling, heating, and power systems based on primary energy // *Appl. Therm. Eng.* 2009. Vol. 29, No 13. P. 2665–2671.
3. *Fumo N., Mago P. J., Chamra L. M.* Emission operational strategy for combined cooling, heating, and power systems // *Appl. Energy*. 2009. Vol. 86, No 11. P. 2344–2350.
4. *Мещераков С. В., Смирнова Т. С.* Проблемы загрязнения природных вод предприятиями нефтегазового комплекса и пути их решения // *Экология и промышленность России*. 2008. № 8. P. 33–37.
5. *Черных Г. С., Старостин А. С.* Анализ современного состояния и тенденций пресноводных ресурсов России и меры по предупреждению чрезвычайных ситуаций, связанных с их загрязнением и дефицитом // *Стратегия гражданской защиты проблемы и исследования*. 2014. Vol. 4, № 1. P. 75–84.
6. *Булатова Д. А.* Оптимизация комбинированных систем охлаждения газоперерабатывающих и нефтеперерабатывающих производств: дисс. ... канд. техн. наук: 05.14.04. М., 2004. 224 p.
7. *Петров Е. Т.* Перспективные схемы хладоснабжения с конденсаторами воздушного охлаждения: Обзорная информация. — М.: АгроНИИТЭИММП, 1987. 28 p.
8. *Fot A. N., Vasiliev V. K.* Method of calculation of chillers with combinedcooled condenser // *Probl. Reg. Energ.* 2014. Vol. 3, No 26. P. 68–73.
9. *Чумак И. Г., Никольшина Д. Г.* Холодильные установки. Проектирование. — Киев: Выща школа, 1988. 280 p.

References

1. *Carvalho M., Lozano M. A., Serra L. M.* Multicriteria synthesis of trigeneration systems considering economic and environmental aspects. *Appl. Energy*. 2012. Vol. 91, No. 1. P. 245–254.
2. *Fumo N., Mago P. J., Chamra L. M.* Energy and economic evaluation of cooling, heating, and power systems based on primary energy. *Appl. Therm. Eng.* 2009. Vol. 29, No. 13. P. 2665–2671.
3. *Fumo N., Mago P. J., Chamra L. M.* Emission operational strategy for combined cooling, heating, and power systems. *Appl. Energy*. 2009. Vol. 86, No. 11. P. 2344–2350.
4. *Meshcheryakov S. V., Smirnova T. S.* Problems of natural waters pollution by the oil and gas complex enterprises and way of their decision. *Ecology and industry of Russia*. 2008. No. 8. P. 33–37. (in Russian)
5. *Chernih G. S., Starostin A. S.* The analysis of the current state and fresh-water resources tendencies of Russia and a measure for the prevention of the emergency situations connected with their pollution and deficiency. *Civil protection strategy of a problem and a research*. 2014. Vol. 4, No. 1. P. 75–84. (in Russian)
6. *Bulatova D. A.* Combined cooling systems optimization of the of gas-processing and oil processing productions: thesis of Cand. Tech.Sci.: 05.14.04. Moscow, 2004. 224 p. (in Russian)
7. *Petrov E. T.* Perspective schemes of cold supply with air cooling condensers: Survey information. Moscow: Research institute of information and technical and economic researches in food industry, 1987. 28 p. (in Russian)
8. *Fot A. N., Vasiliev V. K.* Method of calculation of chillers with combinedcooled condenser. *Probl. Reg. Energ.* 2014. Vol. 3, No. 26. P. 68–73.
9. *Chumak I. G., Nikulshina D. G.* Refrigeration units. Design. Kiev: High school, 1988. 280 p.

10. Бараненко А. В. Холодильные машины / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин, В. И. Пекарев, Л. С. Тимофеевский / Под ред. Л. С. Тимофеевского. — СПб: Политехника, 2006. 944 с.
11. Январев И. А. и др. Теплообменное оборудование и системы охлаждения компрессорных, холодильных и технологических установок. — Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. 392 р.
12. Максименко В. А. Холодильная установка: Патент РФ № 101158: МПК F 25 B 1/00. 2011. Бюл. № 1.
13. Гуйди Т. К., Шегнимонхан В. и др. Исследование плавающей конденсации по энергосбережению на холодильных установках в тропических районах // Вестник Международной академии холода. 2016. № 1. P. 36–40.
14. Медникова Н. М. Теплообменные аппараты холодильных установок. — Ленинград: Машиностроение, 1986. 303 р.
15. Петров Е. Т., Круглов А. А. Анализ методов снижения энергопотребления систем холодоснабжения предприятий в процессе круглогодичной эксплуатации // Вестник Международной академии холода. 2015. № 1. P. 34–38.
10. Baranenko A. V. Refrigerators / A. V. Baranenko, N. N. Bukharin, V. I. Pekarev, L. S. Timofeevsky / Under the editorship of L. S. Timofeevsky. SPb: Polytechnique, 2006. 944 p. (in Russian)
11. Yanvarev I. A. et al. Heatexchange equipment and compressor cooling systems, refrigeration and technological units. Omsk: Publishing house of OMGU, 2005. 392 p. (in Russian)
12. Maksimenko V. A. et al. Refrigeration unit: Patent RF No 101158: MPK F 25 B 1/00. 2011. Bulletin No. 1. (in Russian)
13. Guidi P. D. T. C., Guidi T. K., Shchegnimonkhan V. Floating condensing study for energy saving on refrigeration plants in tropical areas on refrigeration units in tropical areas. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2016. No. 1. P. 36–40. (in Russian)
14. Mednikova N. M. et al. Heatexchange devices of refrigeration units. Leningrad: Mechanical engineering, 1986. 303 p. (in Russian)
15. Petrov E. T., Kruglov A. A. Methods analysis of decrease in cold supply systems energy consumption of the enterprises in the course of year-round operation. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2015. No. 1. P. 34–38. (in Russian)

Сведения об авторах

Юша Владимир Ленидович

д.т.н, профессор, зав. кафедрой холодильной и компрессорной техники и технологий Омского государственного технического университета, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11, yusha@omgtu.ru

Максименко Василий Александрович

к.т. н., доцент кафедры холодильной и компрессорной техники и технологий Омского государственного технического университета, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11, maxw52@mail.ru

Фот Андрей Николаевич

старший преподаватель кафедры холодильной и компрессорной техники и технологий Омского государственного технического университета, 644050, г. Омск, пр. Мира, hein@list.ru

Information about authors

Yusha Vladimir Lenidovich

D. Sc., professor, head of the department Refrigeration and compressor technique and technologies of Omsk State Technical University, 11, Mira Pr., Omsk, 644050, Russian Federation, yusha@omgtu.ru

Maksimenko Vasily Aleksandrovich

Ph.D., associate professor of the department Refrigeration and compressor technique and technologies of Omsk State Technical University, 11, Mira Pr., Omsk, 644050, Russian Federation, maxw52@mail.ru

Fot Andrey Nikolaevich

senior teacher of the department Refrigeration and compressor technique and technologies of Omsk State Technical University, 11, Mira Pr., Omsk, 644050, Russian Federation, hein@list.ru



Тел.: +7 (495) 730-79-06, +7 (812) 327-49-18

XXVI Международная
Продовольственная
выставка «Петерфуд»

15-17 НОЯБРЯ, 2017
САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
ЭКСПОФОРУМ

Разделы выставки:

- Мясо и мясопродукты. Мясная гастрономия.
- Птица. Яйцо.
- Рыба и морепродукты.
- Овощи. Фрукты.
- Замороженные продукты. П/ф.
- Молочная продукция. Сыры.
- Бакалея (зернопродукты, макаронные изделия, специи)
- Готовые блюда, салаты.
- Масложировая группа.
- Кондитерская продукция.
- Снэки, орехи, сухофрукты.
- Соки. Воды. Безалкогольные напитки.
- Чай. Кофе. Какао.
- Спиртные напитки. Табак.
- Здоровое питание. Детское питание.
- Консервация. Соусы.
- Салон сопутствующего оборудования «ПетерфудТех».

Контакты:

Тел./ф.: 8 (812) 327-49-18

E-mail: imperia@imperiaforum.com, press@imperiaforum.com

http://peterfood.ru/