

УДК 621.56/59

**ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОНАСОСНАЯ УСТАНОВКА НА
ДИОКСИДЕ УГЛЕРОДА С ИСПАРИТЕЛЯМИ, РАБОТАЮЩИМИ
НА РАЗЛИЧНЫХ ТЕМПЕРАТУРНЫХ УРОВНЯХ И ПРИ
ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКЕ**

Шит М.Л. (Институт энергетики АН Молдовы),
Балануцэ А.П. (Технический университет Молдовы),
Шит Б.М. (Институт энергетики АН Молдовы)

Аннотация. Разработана структурная схема промышленного теплового насоса на диоксиде углерода, функционирующем в сверхкритическом термодинамическом цикле, с двумя параллельно включенными испарителями, работающими на разных температурных уровнях (преимущественно для винодельческих заводов). Тепловой насос предназначен для одновременной выработки тепла и холода и работает при переменной тепловой нагрузке. Показано, как включение эжекторов в схему теплового насоса обеспечивает повышение его тепловой эффективности. Способ построения гидравлической схемы и системы управления обеспечивает полную управляемость теплового насоса.

Ключевые слова: тепловой насос, диоксид углерода, испаритель, регулируемый эжектор.

**INSTALAȚIE CU POMPA DE CĂLDURĂ PE DIOXID DE CARBON CU EVAPORATOARE CE
FUNȚIONEAZĂ ÎN REGIMURILE DE TEMPERATURĂ DIFERITE ȘI LA SARCINA TERMICĂ
VARIABILĂ**

Șit M.L. (Institutul de Energetică al Academiei de Științe a Moldovei),
BALANUȚĂ A. (Univeristatea Tehnică a Moldovei),
Șit B.M. (Institutul de Energetică al Academiei de Științe a Moldovei)

Rezumat. Este elaborată schema structurală a pompei industriale de căldură pe dioxid de carbon, ce lucrează în ciclul transcritic cu două evaporatoare conectate paralel, ce funcționează la diferite nivele de temperatură (în prealabil pentru uzinele de vinificare). Pompa de căldură este destinată pentru elaborarea simultană a căldurii și a frigului și funcționează la sarcina termică variabilă. Se demonstrează cum conectarea ejectoarelor în schema pompei de căldură asigură ridicarea eficienței lui termice. Modul de construire a schemei hidraulice și sistemului de dirijare asigură controlul deplin al pompei de căldură.

Cuvinte cheie: pompa de căldură, dioxid de carbon, evaporator, ejector reglabil.

**INDUSTRIAL CARBON DIOXIDE HEAT PUMP STATION WITH EVAPORATORS WORKING
AT VARIOUS TEMPERATURE LEVELS AND AT VARIABLE LOAD**

Sit M.L. (Institute of Power Engineering of the Academy of Sciences of Moldova),
Balanuta A. (Technical University of Republic of Moldova),
Sit B.M. (Institute of Power Engineering of the Academy of Sciences of Moldova)

Abstract. The block diagram of an industrial carbon dioxide heat pump working in a supercritical cycle, with two evaporators included in parallel working at different temperature levels (mainly for wine-making factories) is developed. Heat pump is intended for simultaneous production of heat and cold and works at variable thermal loading. It is shown, how an ejector inclusion in the heat pump scheme provides growth of its thermal efficiency. The way of construction of the hydraulic scheme and a control system provides full controllability of the thermal pump.

Key words: heat pump, carbon dioxide, control system, evaporator, controllable ejector.

1. Тепловые процессы в технологии виноделия и использование в них теплонасосных установок

Использование теплонасосной установки (ТНУ) рассмотрим при проведении таких операций, как брожение, обработка вина теплом и холодом, криомацерация и мацерация мезги. Одновременно с криомацерацией при температуре $2...5^{\circ}\text{C}$ можно проводить термомацерацию при температуре $40...75^{\circ}\text{C}$ и, при необходимости, подогревать бродящее сусло при низких температурах окружающего воздуха. Одновременно с брожением сусла при температуре $12-16^{\circ}\text{C}$ при брожении по «белому» способу можно проводить обработку кагора при температуре $60-65^{\circ}\text{C}$. Технологические процессы, в которых можно использовать ТНУ на винодельческих заводах, по мере развития сезона переработки винограда, следующие: криомацерация и термомацерация мезги, отстой сусла, брожение, экстракция сахара из выжимок, обработка вина холодом, хранение вина на холоде. Параллельно с криомацерацией на заводах по производству вина может производиться термомацерация при температуре $60...70^{\circ}\text{C}$ в такого же типа резервуарах для изготовления сухого вина в течение 0,5 часа и для кагора в течение 12 часов. После нагрева мезги ее необходимо охладить в потоке до 28°C при температуре хладагента $4-10^{\circ}\text{C}$. Обычно для этого используется холодная вода. Теплоту воды, используемой для охлаждения мезги, можно использовать в тепловом насосе для получения воды для санитарных и технических нужд вместо использования для этого котельной. После завершения криомацерации тепловой насос может быть использован для охлаждения сусла в емкости с рубашкой или в потоке до $10...14^{\circ}\text{C}$. Тепло, выделяющееся при этом процессе, может быть использовано для мойки и дезинфекции высвобождающихся емкостей. Режим работы испарителя при этом 5°C , а газоохладителя 65°C . После отделения сусла тепловой насос используется при брожении для стабилизации температуры $16-18^{\circ}\text{C}$ при брожении по «белому» способу (температура испарителя $11-13^{\circ}\text{C}$) и для стабилизации температуры $28-30^{\circ}\text{C}$ (температура испарителя 20°C) при брожении по «красному» способу. На одном и том же заводе могут быть использованы одновременно как первый, так и второй тип брожения. При процессе перегонки барды тепловой насос может быть использован совместно с установкой, работающей по органическому циклу Ренкина (ORC).

Вино должно выдерживаться при температуре $8...11^{\circ}\text{C}$ для белых вин и $14...16^{\circ}\text{C}$ для красных столовых вин. Тогда в период с апреля по июль вино может охлаждаться за счет использования ТНУ вместо существующей холодильной установки и при этом вырабатывать тепловую энергию, необходимую предприятию. В период после завершения выдержки вина установка может быть использована для кондиционирования воздуха в помещениях (вместо существующих кондиционеров) и также вырабатывать тепло для нужд предприятия. Использование теплового насоса с регенеративным теплообменником на тепловых трубах в составе пастеризационно-охладительной установки в линии розлива вина позволит снизить расход пара.

Стоимость выработанной теплоты от использования теплонасосной установки может быть определена путем следующих простых рассуждений. Пусть тепловой насос мощностью 10 кВт и со средним $\text{COP}=3,5$ эксплуатируется в течение 8 месяцев в течение 24 часов в сутки. Тогда им будет выработано количество теплоты Q , равное: $Q = 10 \text{ кВт} \cdot 24 \cdot 30 \cdot 8 \cdot 3600 \text{ с} = 0,576 \cdot 3600 = 2073,6 \text{ ГДж} \approx 493,7 \text{ Гкал}$.

Стоимость выработанной тепловой энергии составляет при тарифе 70 долларов за 1 Гкал $493,7 \cdot 70 = 34510$ долларов. Стоимость электроэнергии для выработки такого количества теплоты при тарифе 0,12 доллара за 1 кВт составит

$57600 \text{ кВт} / 3,5 * 0,12 = 1974,9$ доллара (57600 кВт – тепловая мощность за период работы ТНУ). Прибыль (стоимость теплоты минус затраты на электроэнергию) за 8 месяцев составит $34510 - 1975 = 32535$ доллара. При стоимости ТНУ 10000 доллара простой срок окупаемости составит: $80000 / 32535 \sim 2,5$ месяца. Поскольку до установки теплового насоса на винодельческих заводах используются уже холодильные установки, то эксплуатационные затраты в расчет не принимаются.

2. Требования к ТНУ для виноделия и особенности ее проектирования

Основным требованием к ТНУ является наличие максимума общего COP при минимуме стоимости изделия. Другим требованием является способность ТНУ компенсировать неравномерность поступления винограда на обработку и, из-за этого, возникающую неравномерность процессов тепловой обработки вина, сушла, мезги. Это требование обеспечивается за счет накопителя теплоты. Теплонасосная установка должна иметь функцию передачи переменной тепловой мощности в тепловую установку, на которую она нагружена. Это обеспечивается за счет промежуточного контура для работы с установкой для брожения вина или с другой установкой. ТНУ должна иметь опцию регулирования температуры работы испарителей. ТНУ должна иметь два испарителя для возможности одновременного обслуживания процессов криомацерации и брожения, или охлаждения вина и процессов хранения вина.

Рассмотрим, как использовать условия, связанные с температурой воды для проектирования ТНУ для условий Республики Молдова. По данным [1] в июле 2004 – 2007 гг. на участке “Naslavcia-Otaci” температура воды в Днестре не превышала $14-16^{\circ}\text{C}$ при температуре воздуха $30-35^{\circ}\text{C}$ и более. В сентябре – октябре во время сезона промышленной переработки винограда температура воды находится в диапазоне $10-15^{\circ}\text{C}$. В более холодный период года температура воды достигает 4°C . Рассмотрим, как использовать эту воду для получения максимального COP ТНУ (см. рис.1).

Сначала вода из водопроводной сети (или артезианской скважины) температурой $10-20^{\circ}\text{C}$ проходит через переоохладитель газа теплового насоса и нагревается приблизительно до $14-24^{\circ}\text{C}$. При этом газ после ГО охлаждается приблизительно до $27-28^{\circ}\text{C}$. Затем поток воды проходит через перегреватель газа после испарителя и нагревает газ до 12°C . При этом сама вода снова охлаждается до $16...20^{\circ}\text{C}$. Далее этот поток воды (с добавлением воды для нагрева в газоохладителе ТНУ) охлаждает газ перед второй ступенью компрессора, нагреваясь до 30°C , и поступает на газоохладитель. Такая схема может быть примером рационального использования воды для работы ТНУ в зависимости от ее температуры. Следует отметить, что вода после установки нагрева вина или термомацерации также может быть подана на вход газоохладителя совместно с основным потоком воды, необходимой для обеспечения режимов работы теплообменных аппаратов ТНУ.

Вторым вариантом использования воды (на рисунке не приведен) может быть следующая схема ее подачи в ТНУ. Вода температурой $10-20^{\circ}\text{C}$ (из водопроводной сети или артезианской скважины) сначала подается в перегреватель газа, где она охладится до температуры $8-16^{\circ}\text{C}$, после чего нагреется снова до температуры $14-16^{\circ}\text{C}$ в переоохладителе газа, установленном за газоохладителем. Затем необходимо охладить газ перед второй ступенью компрессора до 20°C . При этом вода после газоохладителя охладится до 25°C , а температура газа после газоохладителя будет около 29°C . Так как тепловая мощность газоохладителя в 5-6 раз больше тепловой мощности переоохладителя, перегревателя газа, охладителя газа перед второй ступенью компрессора, то необходимо соединить два потока воды – один – холодный от

основного источника воды, другой – теплый – после ее прохода через переохладитель, перегреватель газа, охладитель газа перед второй ступенью компрессора. Также воду, охладившуюся до $25-30^{\circ}C$ после обработки кагора теплом, полученным от теплового насоса, можно подать опять на вход газоохладителя теплового насоса.

Рассмотрим уравнение, связывающее давления нагнетания и всасывания компрессора с вопросом практического выбора регулирующих клапанов.

$$\Delta P_1' + \Delta P_2' + \Delta P_{f1} + \Delta P_{e1} = P_4 - P_5 \square P_d \quad (1)$$

$$\Delta P_1' + \Delta P_2'' + \Delta P_{f2} + \Delta P_{e2} = P_4 - P_5 \square P_d \quad (2)$$

$$k_1 \sqrt{\Delta P_1} = k_2 \sqrt{\Delta P_{f1}} + k_3 \sqrt{\Delta P_{f2}} = k_4 \sqrt{\Delta P_1'} + k_5 \sqrt{\Delta P_2'}, \quad (3)$$

где: $\Delta P_{f1}, \Delta P_{f2}$ – падения давлений на регулирующих клапанах регуляторов расхода;

$\Delta P_{e1}, \Delta P_{e2}$ – падения давлений на линиях, соединяющих выходы испарителей с выходом эжектора;

$\Delta P_1, \Delta P_2', \Delta P_2''$ – падения давлений на РК1, РК2, РК3 (регуляторы давления на испарителях и газоохладителе). Работа регуляторов расхода газа основана на принципе поддержания постоянного перепада давлений регулирующим клапаном, параллельно подключенным к дросселю (заданный перепад давления на дросселе, обеспечиваемый клапаном, определяется задаваемым расходом среды).

Уравнения (1) и (2) отражают то, что сумма перепадов давления в замкнутом контуре равна разности давлений между входом и выходом компрессора (пренебрегаем падениями давлений на теплообменниках, установленных в контурах), а уравнение (3) то, что расход через регулирующий клапан давления ГО равен сумме массовых расходов через испарители или пропорционален сумме квадратных корней из падений давления на регуляторах давления испарителей.

ТНУ состоит из двухступенчатого компрессора 1 (1-1 и 1-2 ступени компрессора), охладителя газа второй ступени 2, газоохладителя 3, переохладителя газа 4, регулирующего клапана давления компрессора 5, ресивера 6, регуляторов расхода через первый и второй испарители 7,11, промежуточных емкостей 8 и 12, регулирующих клапанов давления испарителя 9, 13, испарителей 10,14 (один испаритель (поз.10) используется в системе управления брожением, а другой (поз.14) в технологическом процессе криомацерации), инжектора (смесителя) 15, с регулируемым приводом 16, аккумулятора 17 (он же отделитель жидкости), перегревателя газа перед первой ступенью компрессора 18.

Особенностью схемы является то, что регуляторы расхода газа через испарители расположены перед регуляторами давления испарителей, и то, что перепад давления на них больше зависит от расхода, чем перепад давления на регуляторах давления. Ресиверы 6, 8,12 служат для обеспечения надежной работы клапанов 5, 7, 11 в жидкой среде. Инжектор 15 служит для смешивания газов на выходе испарителей 10 и 14.

Схема накопителя тепловой энергии для ТНУ (рис.2) работает следующим образом. При пуске в работу установки аккумулятор 6 заполняется до определенного уровня насосом 1 (или от водопроводной сети) через вентили 2 и 3 и газоохладитель 5 (рис.1) горячим теплоносителем. При достижении заданного объема воды в баке-накопителе закрывается вентиль 7, и насос 8 через вентиль 4 начинает подавать из аккумулятора

греющий агент в нагрузку (обратный клапан после вентиля 2 не показан). Дальнейшее заполнение аккумулятора (поз.6) производится при закрытом вентиле 7. При достаточном напоре воды в водопроводной сети насос (поз.1 на рис.2) может отсутствовать.

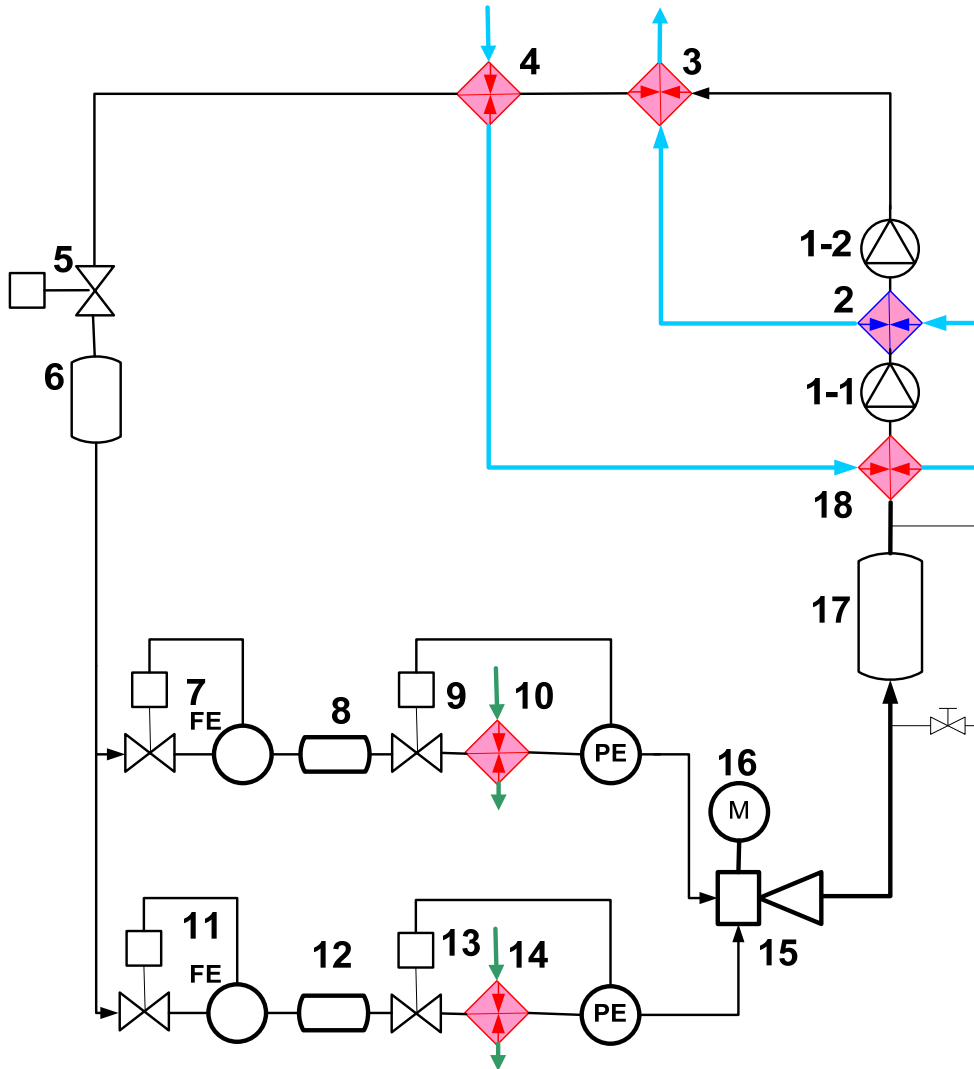


Рис.1. Схема теплонасосной установки с двумя испарителями

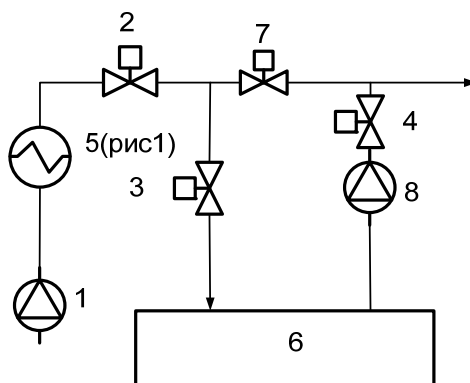


Рис. 2. Схема работы накопителя тепловой энергии ТНУ

При снижении нагрузки ТНУ, вызванной требованиями процесса брожения, аккумулятор начинает отдавать в нагрузку накопленную теплоту. Насос 1 отбирает тепловой агент из процесса обработки вина теплом или от водопроводной сети (в зависимости от условий ведения технологического процесса). В рассматриваемой ТНУ приоритетными (с точки зрения роли ТНУ в технологии) являются процессы **охлаждения** (бродящего сусла, вина и криомацерации в зависимости от сроков использования ТНУ). Процессы нагрева воды: для технологических целей (обработка вина теплом, термомацерация), для санитарных целей (мойка емкостей и др.) являются вторичными.

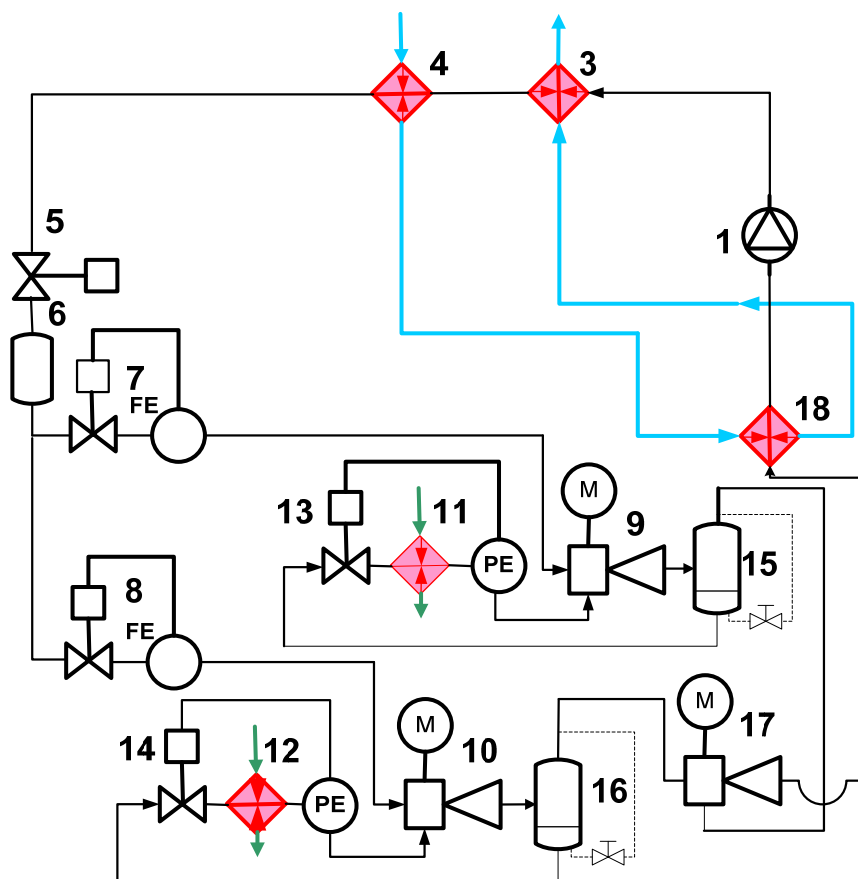


Рис. 3. Схема ТНУ с повышенным COP

В процессах нагрева ТНУ играет роль вспомогательного источника тепловой энергии. В случае, когда по условиям технологии приоритеты использования ТНУ меняются (процессы нагрева приоритетные), аккумулятор холода устанавливается со стороны испарителя ТНУ. Рассмотрим схему ТНУ с двумя испарителями, включенными по схеме с повышенным COP. Базой для этой схемы являются схемы, описанные в [2,7-15]. Отметим, что в этой схеме достаточно применить одноступенчатый компрессор, и теплообменники 4 и 18 могут быть заменены одним рекуперативным теплообменником (правда, за счет ухудшения управляемости объекта). Рассмотрим эффективность этой схемы ТНУ с использованием уравнения (1) для чего рассмотрим, как изменяется **давление газа после эжектора при изменении расхода потока с большим давлением (G_1)**. При идеальном преобразовании энергии потоков газов, зависимость давления после эжектора в зависимости от давлений на его входах и коэффициента эжекции имеет вид [1]:

$$p_c = p_1^{1/(1+u)} \cdot p_2^{u/(1+u)} . \quad (4)$$

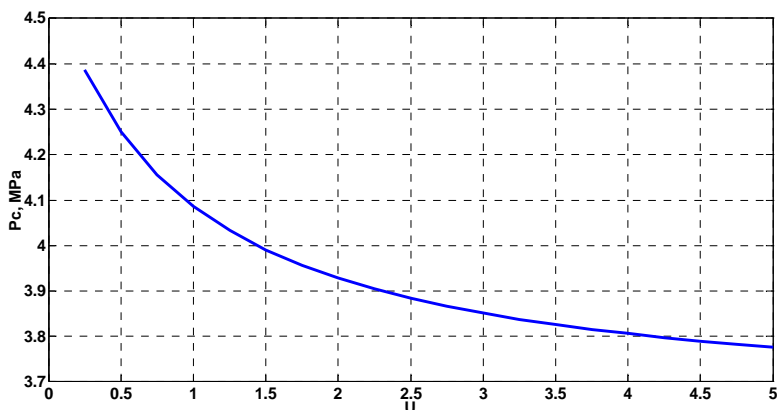


Рис. 4. Зависимость давления на выходе эжектора от коэффициента эжекции при давлении инжектирующего потока 4,73 МПа и давлении инжектируемого потока 3,6 МПа при идеальном преобразовании энергии потоков

Во втором случае давления на рабочих (эжектирующих) входах эжекторов составят 6,5 МПа, а давления на входах эжектируемых потоков соответственно 3,6 (пунктирная линия) и 4,73 МПа (сплошная линия).

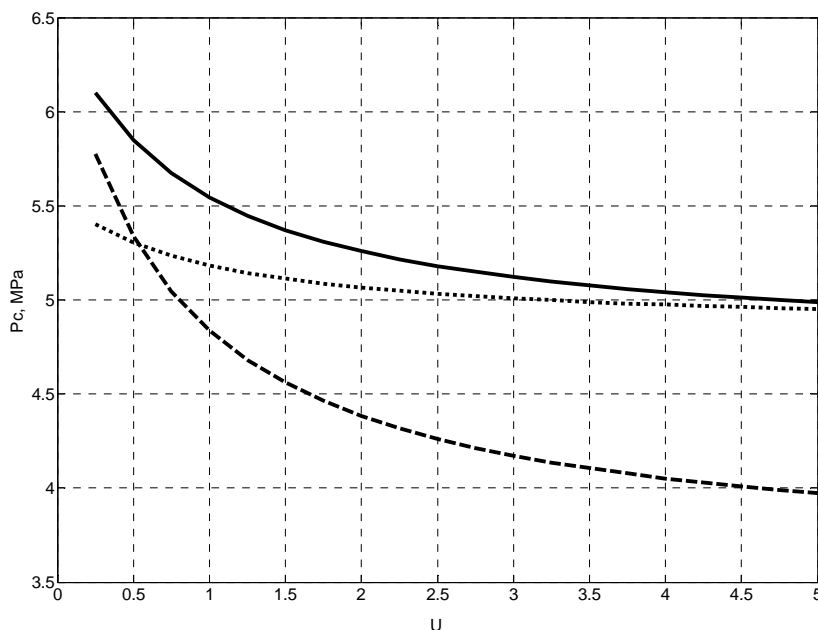


Рис. 5. Зависимость давления на выходе эжекторов от коэффициента эжекции при давлении инжектирующего потока 6,5 МПа и давлениях инжектируемых потоков 3,6 (пунктирная линия) МПа и 4,73 МПа (сплошная линия) и после третьего эжектора (точечная линия) при идеальном преобразовании энергии потоков

Как показали расчеты эжекторов с использованием методик [4 и 5], отношения давлений на выходе эжекторов для схем рис. 1 и рис.3 близки к отношению давлений для идеального эжектора. Количество оборудования в схеме рис. 3 по сравнению со

схемой рис.1 возросло незначительно (дополнительно два эжектора и один отделитель жидкости) при значительном росте COP. Следует отметить, что для схемы рис.3 эжекторы 9 и 10 могут быть выполнены нерегулируемыми, так как регулирование расходов обеспечивается регуляторами давления и расхода соответствующих эжекторов.

3. Общие положения по проектированию закона управления ТНУ

Рассмотрим систему «тепловой насос – установка для брожения вина» при возмущении температурой воды, поступающей на газоохладитель (ГО). Для системы управления газоохладителем в динамике одно из требований к качеству переходного процесса при скачкообразном возмущении – это наличие апериодического переходного процесса температуры воды при минимальном времени переходного процесса. Управлениями ГО при управлении температурой нагреваемой среды могут быть: *со стороны теплового насоса*: температура и давление хладагента на его входе, расход хладагента через ГО, а *управлением со стороны нагрузки* – расход нагреваемой среды. Возмущения – температура и расход воды на входе в ГО. Из-за переменности параметров передаточных функций ГО в зависимости от режима работы система должна быть спроектирована с использованием принципа инвариантности при условии переменных параметров коэффициентов регулятора и с условием наличия некоторых логических правил.

Пусть из-за действия случайных возмущений изменилась (допустим, возросла) температура воды на выходе ГО. Тогда регулятор должен проанализировать причину изменения: это изменения каких-то параметров хладагента или изменение расхода воды? В динамике при непрерывном изменении «подозрительных» факторов необходимо этот (или эти факторы) выделить. Одним из вариантов выделения причины возмущения является включение в алгоритм управления блока вычисления (в ускоренном масштабе времени) нормированных взаимокорреляционных функций между возмущениями и выходом, причем, в этом блоке каждый определенный период времени значения коэффициента взаимной корреляции обновляются (можно использовать знаковые корреляционные функции). После определения причины изменения выходной величины включается та или иная схема управления выходом системы. Если увеличить задание компрессору по давлению хладагента, то при этом уменьшится и температура хладагента после ГО или давление хладагента на выходе ГО. При этом система в ускоренном масштабе времени должна определить, что предпочтительно: увеличить только задание по температуре или только задание по давлению хладагента, после чего включатся в работу все остальные системы (по цепочке). Можно уменьшить расход хладагента через компрессор, что также приведет к изменению мощности, потребляемой компрессором от сети (если причиной было изменение расхода воды через ГО). Таким образом, проще всего регулировать температуру воды расходом хладагента, если возмущением в системе является расход воды, с корректировкой этой температуры изменением температуры хладагента на входе в ГО.

Пусть система работает при: максимальной тепловой нагрузке испарителя контура брожения, испарителя контура криомацерации, и газоохладителя. Пусть в какой-то момент времени необходимо снизить мощность, отдаваемую испарителем в контур брожения. Для этого необходимо уменьшить расход хладагента через испаритель этого контура и расход газа через соответствующий эжектор. Доля этого имеются следующие **управления** (расход газа через компрессор, давление ГО, температура перегрева газа перед компрессором, ход иглы эжектора-смесителя, расход

газа через испаритель), которые воздействуют на следующие **выходы** (давление после газоохладителя (ГО), давления после испарителей, давление после эжектора-смесителя).

Из графика зависимости (рис.3) видно, что с ростом коэффициента эжекции давление на выходе эжектора падает. Из теории эжекторов [4], известно, что

$$u = \frac{G_2}{G_1} = \frac{p_{02} F_2 q(\lambda_2) \sqrt{T_{01}}}{p_{01} F_1 q(\lambda_1) \sqrt{T_{02}}}. \quad (5)$$

Как следует из формулы (5) обеспечить переменный коэффициент эжекции «*u*» при постоянных давлениях и температурах и неизменных площадях сечений прохода эжектирующего и эжектируемого газов на начальном участке камеры смешения эжектора невозможно, даже если предположить, что эжектор будет работать в критическом режиме. Поэтому эжектор должен быть выполнен регулируемым.

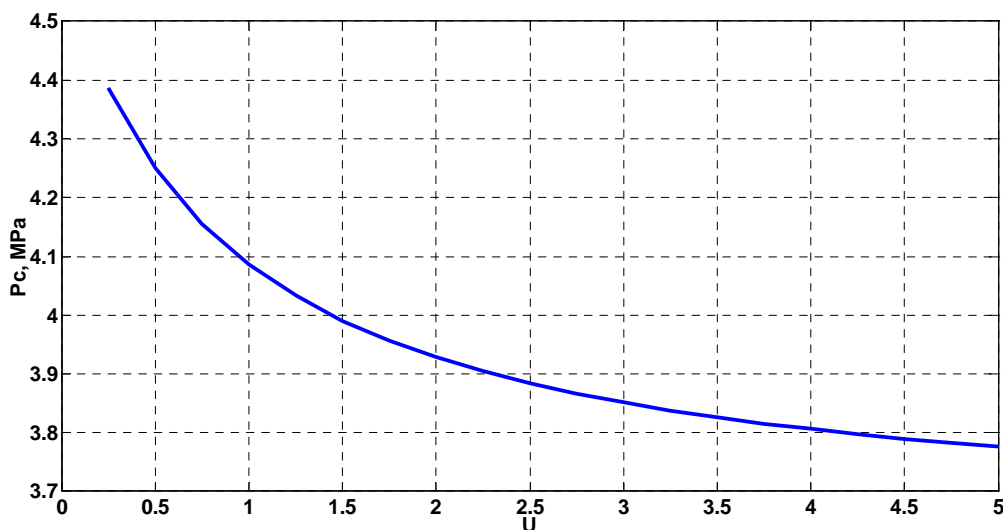


Рис. 3. Зависимость давления на выходе эжектора от коэффициента эжекции при давлении инжектирующего потока 4,6 МПа и давлении инжектируемого потока 3,63 МПа при идеальном преобразовании энергии потоков

При возмущении начальной температурой нагреваемой среды ТНУ реагирует изменением температуры на выходе газоохладителя. При возмущении расходом нагреваемой среды, ТНУ реагирует изменением расхода со стороны аккумулятора. Если нагрузка испарителей переменная, то необходимо решить задачу по распределению расхода газа в соответствии с нагрузками на испарители. Для ее решения организуем делитель потока, выполненный в виде двух регуляторов расхода, поз. 7 и поз. 11, установленных после ресивера 6 (рис.1).

Возмущающее воздействие – рост тепловой нагрузки испарителя установки брожения (ИУБ). Рассмотрим качественно процесс реакции системы на это возмущение.

1. Пусть нагрузка ИУБ возросла. Критерием роста нагрузки может являться рост температуры и скорости изменения температуры бродящей среды. Это означает, что процесс брожения пошел более интенсивно. ТНУ должна увеличить тепловую мощность, отдаваемую в установку для брожения. При росте нагрузки происходит рост перегрева рабочего тела после испарителя, так как еще не произошла реакция

системы на возмущение и снижение его эффективности (снижается теплоотдача испарителя).

2. САР ТНУ дает управляющие воздействия: на увеличение величины расхода среды в промежуточном контуре испарителя, на увеличение площади поверхности промежуточного теплообменника в промежуточном контуре и увеличение расхода рабочего тела через компрессор (все это обеспечивает передачу повышенной тепловой мощности в нагрузку).

3. При изменении расхода рабочего тела через (ИКБ) ввиду его параллельного включения по отношению к испарителю второго контура (ИВК) происходит перераспределение перепадов давлений на регуляторах давления после испарителей и регуляторах расхода газа через испарители.

4. Регулирующий клапан после газоохладителя (ГО) прикрывается с тем, чтобы поддержать давление в ГО. Перепад давления на нем увеличивается по сравнению с прошлым режимом, но, так как давление всасывания компрессора не должно измениться, то регулирующие клапаны, регулирующие режимы работы испарителей, переходят в положения, при котором они должны будут обеспечить постоянный перепад давлений между нагнетанием и всасыванием и постоянные давления после испарителей с учетом перегрева газа после них. Таким образом, обеспечивается необходимый режим поддержания расхода через ИКБ и давлений после испарителей.

Расход регулируется компрессором – первое управление, давление перед ГО и температура рабочего тела перед ГО регулируются регулирующим клапаном и путем изменения перегревом газа перед компрессором – второе управление. При этом необходимо помнить, что с ростом расхода через испаритель, потребуется и рост перегрева газа после эжектора–смесителя.

1. Предположим, что тепловая нагрузка на первый испаритель **возросла, а на второй снизилась** за счет роста температуры нагрузки у первого испарителя и изменения расхода охлаждаемой среды у второго испарителя.

При этом увеличится значение величины перегрева в первом испарителе, а во втором наметится тенденция к увеличению выхода жидкой фазы. Давление в первом испарителе меньше (по условию работы), а во втором больше. При этом если суммарный расход хладагента не изменяется, то произойдет перераспределение расхода между испарителями. Регулирующий клапан перегрева **первого испарителя откроется** (чтобы исключить перегрев хладагента после испарителя путем увеличения расхода через испаритель), при этом повысится давление на испарителе за счет того, что перепад давлений на клапане уменьшится, температура кипения хладагента повысится, расход хладагента через него повысится. Действие температуры хладагента и расхода хладагента на отдачу теплоты в нагрузку будут противоположных знаков. Если в результате роста перегрева регулирующий клапан снизит давление в испарителе и станет закрываться, чтобы понизить температуру кипения, то в этом случае расход рабочего тела снизится, и действие этих двух параметров на технологический процесс опять будет противоположным. Но в этом случае нарушается требование технологии о неизменности температуры кипения в испарителе.

Результат будет зависеть от конструктивных параметров испарителя и схемы работы установки для охлаждения, что нежелательно. При этом, вместо того, чтобы просто повысить расход хладагента через испаритель, может произойти его дальнейший разогрев.

Очевидным становится требование о независимом регулировании, как расхода, так и давления (температуры хладагента) в первом испарителе.

Во **втором испарителе** (из-за роста расхода хладагента в первом испарителе) расход хладагента снизится, давление возрастет. Возникнет воздействие на нагрузку с

разными знаками: за счет роста температуры испарения во втором испарителе увеличится его теплоотдача, за счет снижения расхода снизится количество теплоты, отдаваемое нагрузке. При этом реакция второго испарителя на изменение нагрузки зависит от факторов, определяемых конструкцией испарителя и условиями технологического процесса, и точно может быть определена без анализа конкретной конструкции установки для охлаждения, связанной со вторым испарителем.

Если нагрузка на первый испаритель **снизилась, а на второй возросла**, то регулирующий клапан перегрева первого испарителя начнет закрываться (с целью стабилизации перегрева хладагента после первого испарителя), при этом снизится давление на испарителе, температура кипения первого испарителя понизится, расход хладагента через него снизится. Снижение температуры кипения первого испарителя приведет к дальнейшему уменьшению его температуры кипения, и будет действовать противоположно изменению расхода через испаритель.

Во втором испарителе расход хладагента *повысится*, давление *снизится*. Возникнет воздействие на нагрузку второго испарителя с одинаковыми знаками: за счет роста температуры испарения во втором испарителе снизится его теплоотдача, за счет снижения расхода снизится количество теплоты, отдаваемое нагрузке.

Очевидно, что система с двумя испарителями, где не регулируется независимо расход хладагента и температура испарения, хорошо подходит только для систем с одинаковой тепловой нагрузкой.

Выводы

1. Показано, что система с двумя испарителями, в которой не регулируются независимо расход хладагента и температура испарения, подходит только для систем с одинаковой тепловой нагрузкой, а также то, что в двухтемпературном тепловом насосе с двумя испарителями эжектор для смешивания потоков хладагента после испарителей должен быть выполнен регулируемым.
2. В теплонасосной установке, в которой эжекторы включены в контуры циркуляции хладагента через испарители происходит рост коэффициента тепловой эффективности.
3. Необходимым условием эффективной работы установки является наличие узлов регулирования давления хладагента и его расхода через каждый испаритель.

Литература

1. Зубкова Е., Шленк Д. Современное состояние качества воды реки Днестр, <http://tiras.vox.md/materials/127-131.pdf>
2. Лавренченко Г.К., Швец С.Г. Анализ энергетических характеристик двухтемпературной компрессорной холодильной машины. «Технические газы», № 1, 2009, с.22...26.
3. Hirotsugu Hateuchi "Ejector with throttle controllable nozzle and ejector cycle using the same", patent USA 6966199 B2, 2005.
4. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. Изд. третье, Наука, 1969, с.824.
5. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – 3-е изд. – М.: Энергоатомиздат, 1989.–352 с.
6. Sîrghi C., Zironi R. Aspecte inovative ale enologiei moderne. Editura „SIGMA”, Chişinau, ISBN 5-88554-018-7., 1994, pp. 261.
7. Hirotsugu Hateuchi Ejector cycle system. Patent USA 6438993 F25B 1/06, 2002.

8. Bulinski Z., Smolka J., Fic A., Banasiak K., Novak A.J. “A comparison of heterogeneous and homogenous models of two-phase transonic compressible CO₂ flow through a heat pump ejector”. IOP Conf. Series: Material and Engineering 10 (2010) 012019 doi: 10.1088/1757-899X/10/1/012019 http://iopscience.iop.org/1757-899X/10/1/012019/pdf/1757-899X_10_1_012019.pdf
9. J. Smolka, Z. Bulinski, A. Fic, K. Banasiak, A.J. Nowak, A. Hafner “Two-phase transonic compressible CO₂ flow through a heat pump ejector based on homogeneous equilibrium model”. ECCM 2010, IV European Conference on Computational Mechanics. Paris, France, May 16-21 2010. http://www.eccm2010.org/complet/fullpaper_1338.pdf
10. Спиридонов Е.К., Школин С.Б. Исследование предельных режимов двухфазного эжектора. Вестник Южно-уральского государственного университета. Серия «Машиностроение», 2008. – Вып.11.– №10(110).– С.55–61.
11. Chen Guang-min, Liang Li-xia, Xu Xiao-Xiao, Zhu Zhi-jang, Chen Qi “Experimental investigation of an adjustable ejector for CO₂ heat pump water heaters” Journal of Zhejiang University SCIENCE A 2009 10(11): 1678-1682.

Сведения об авторах:

Шит Михаил Львович – к.т.н, заведующий лабораторией микропроцессорных систем управления Института энергетики АНМ, область научных интересов: системы управления в энергетике, промышленности, сельском хозяйстве, системы управления мобильными объектами. E-mail: ieasm@cc.acad.md.

Балануца Анатолий Павлович – доктор хабилитат технических наук, заведующий Кафедрой виноделия Технического университета Молдовы. Область научных интересов – энергосберегающие технологии в виноделии. E-mail: balanuta@mail.md

Шит Борис Михайлович – программист Лаборатории энергоэффективности и систем управления ИЭ АНМ. Область научных интересов: проектирование систем управления в экономических и технических системах, сетевое программирование; автор более 20 статей и одного патента. E-mail: boris_fld@rambler.ru