

Ю.И. Оксень, к.т.н.
(ИГТМ НАН Украины),
М.В. Радюк, асп.
(Национальный горный университет)

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВТОРИЧНОГО ТЕПЛА ГАЗОПОРШНЕВЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ ВЫРАБОТКИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

Розроблено схему утилізації вторинного тепла газопоршневих установок з метою виробки електроенергії теплосилових установках, які працюють на назькокиплячих робочих тілах. Визначено умови, при яких виробка електроенергії буде максимальною.

INVESTIGATION OF EFFICIENCY OF WASTE HEAT UTILIZATION FROM GAS ENGINES FOR ELECTRICITY GENERATION

The waste heat utilization scheme for gas engines for electricity generation by means of the power plants working on low-boiling working fluids is developed. Maximum electricity generation conditions are determined.

В последнее время на угольных шахтах Украины получает развитие когенерационная технология сжигания метана, добываемого при дегазации угольных пластов, с целью выработки электрической энергии и тепла [1]. Технология предполагает сжигание метана в газопоршневых установках (ГПУ). В случаях, когда установки находятся на значительном удалении от тепловых потребителей, использование вырабатываемого ими тепла затруднено, и оно выбрасывается в окружающую среду. Представляется целесообразным использовать это вторичное тепло для дополнительной выработки электроэнергии с помощью теплосиловых установок (ТСУ), работающих на низкокипящих рабочих телах (НРТ).

Целью настоящей работы является разработка схемы теплоутилизационной установки, использующей вторичное тепло горячей воды и уходящих из ГПУ дымовых газов, для выработки электроэнергии, нахождение зависимости показателей ее энергетической эффективности от основных влияющих факторов и определение условий, при которых выработка электроэнергии будет максимальной.

Исследование проводим для условий ГПУ JMS 620 фирмы Jenbacher, которая в номинальном режиме вырабатывает 3000 кВт электрической и 2918 кВт тепловой мощности в виде горячей воды с температурой 110°C. Температура дымовых газов в номинальном режиме составляет 140°C, расход 4,5 кг/с.

Предлагаемая схема утилизации тепла приведена на рис. 1.

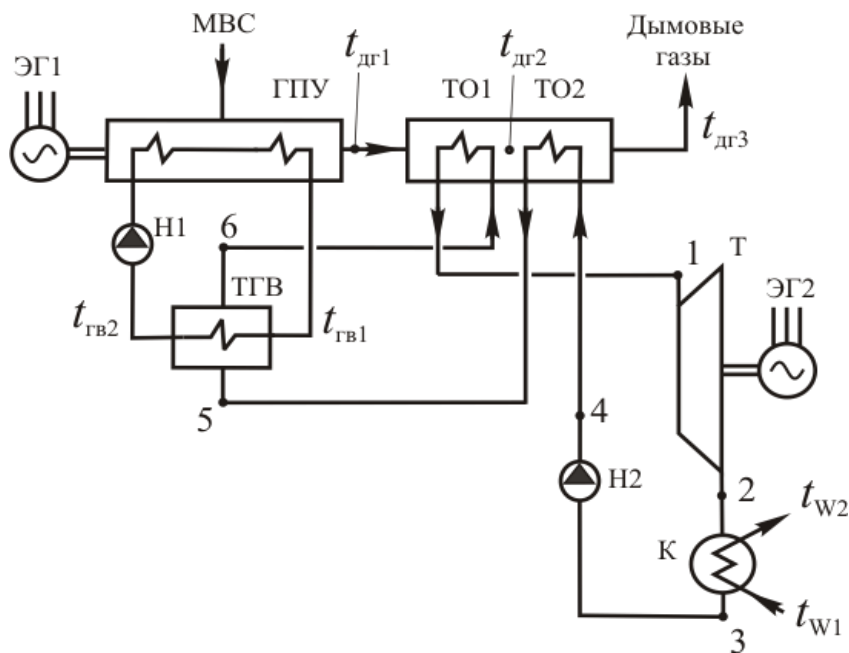


Рис. 1 – Схема утилизации тепла горячей воды и уходящих дымовых газов путем выработки электроэнергии в ТСУ

На рисунке показаны ГПУ, работающая на метановоздушной смеси (МВС), с электрическим генератором ЭГ1, и элементы ТСУ: турбина Т, работающая на НРТ, с электрическим генератором ЭГ2, конденсатор К, насос Н2, теплообменники ТГВ, ТО1 и ТО2. Циркуляция горячей воды системы охлаждения ГПУ осуществляется с помощью насоса Н1.

Термодинамическим циклом ТСУ является цикл Ренкина на перегретом паре. В зависимости от характера поведения пограничных кривых рабочих тел он может иметь различный вид. Для рабочих тел, у которых на верхней пограничной кривой производная $\left(\frac{dT}{ds} \right)_{sat} < 0$, цикл ТСУ будет иметь вид, представленный на рис. 2а. Для рабочих тел, у которых производная $\left(\frac{dT}{ds} \right)_{sat} > 0$, цикл ТСУ будет иметь вид, представленный на рис. 2б.

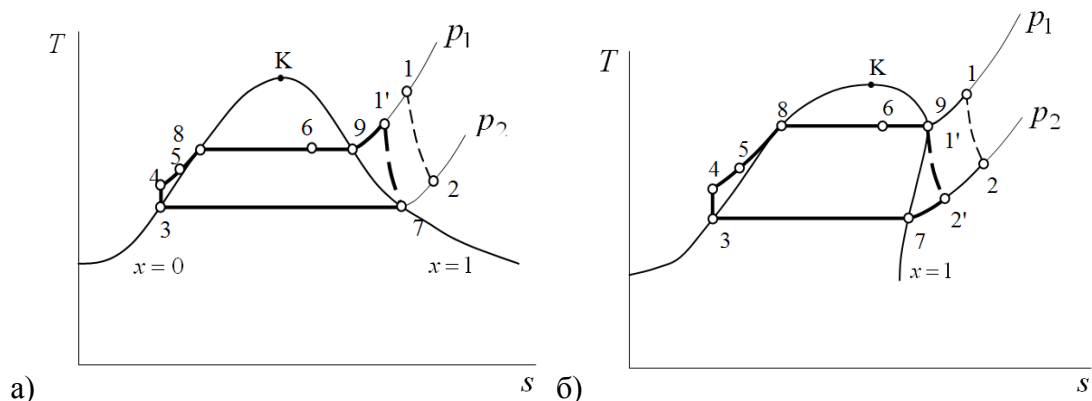


Рис. 2. – Термодинамические циклы ТСУ для рабочих тел, имеющих различный наклон верхней пограничной кривой

Точки 1-6 цикла соответствуют точкам входа и выхода элементов ТСУ,

показанным на рис. 1. Точка 7 соответствует началу конденсации пара НРТ в конденсаторе, а точки 8 и 9 – началу и концу кипения НРТ. Теплообменники ТГВ и ТО1 выполняют роль парогенератора ТСУ. Низкотемпературный теплообменник ТО2, в котором подогревается жидкое НРТ, служит для более полного использования тепла дымовых газов и выполняет роль экономайзера котельной установки. Подогревшись уходящими дымовыми газами в теплообменнике ТО2, НРТ поступает в теплообменник горячей воды ТГВ, где нагревается до температуры кипения и преобразуется в пар. На выходе из этого теплообменника пар НРТ может быть влажным, сухим насыщенным или перегретым. Высокотемпературный теплообменник дымовых газов ТО1 служит для окончания процесса парообразования и достижения необходимого перегрева пара НРТ.

В номинальном режиме тепловая мощность, отдаваемая горячей водой, и ее температура имеют фиксированные значения, поэтому увеличение выработки электроэнергии может быть достигнуто за счет более полного использования тепла уходящих дымовых газов. При этом будет увеличиваться тепловая мощность теплообменника ТО2 и температура НРТ t_5 на входе в теплообменник ТГВ. Однако, возрастание температуры t_5 ограничивается температурой горячей воды в ТГВ. На изменение температуры НРТ накладываются также и другие ограничения, определяемые графиком изменения температур греющих и нагреваемой сред в теплообменниках ТО1, ТО2 и ТГВ (рис. 3).

Математически система ограничений имеет вид неравенств:

- по температуре кипения НРТ в критическом сечении теплообменника ТГВ (в сечении, в котором НРТ начинает закипать)

$$t_{\text{кип}} \leq t_{\text{крит}} - \Delta t_{\text{крит}}, \quad (1)$$

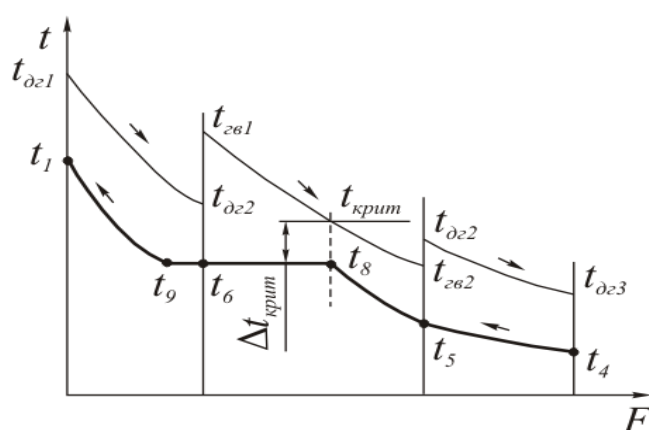


Рис. 3 – Изменение температур НРТ и греющих сред – горячей воды и дымовых газов – в теплообменниках ТО1, ТО2 и ТГВ

- по температуре конденсации НРТ

$$t_{конд} \geq t_{w2} + \Delta t_{конд}, \quad (2)$$

- по максимально возможному нагреву НРТ

$$t_1 \leq t_{\partial 21} - \Delta t_{\partial 21}, \quad (3)$$

$$t_5 \leq t_{2\partial 2} - \Delta t_{2\partial 2}, \quad (4)$$

- по максимально возможному охлаждению дымовых газов

$$t_{\partial 22} \geq t_6 + \Delta t_{\partial 22}, \quad (5)$$

$$t_{\partial 23} \geq t_4 + \Delta t_{\partial 23}, \quad (6)$$

где $t_{конд}$ и $t_{кип}$ – температуры конденсации и кипения НРТ; t_1 , t_4 и t_5 – температура НРТ в точках 1, 4 и 5; $t_{крит}$ – температура горячей воды в критическом сечении теплообменника ТГВ; $t_{\partial 21}$, $t_{\partial 22}$ и $t_{\partial 23}$ – температура дымовых газов перед ТО1, после ТО1 и после ТО2; t_{w2} – конечная температура охлаждающей воды в конденсаторе; $\Delta t_{конд}$ – минимальный температурный напор между НРТ и охлаждающей водой в конденсаторе; $\Delta t_{крит}$ – минимальный температурный напор между НРТ и горячей водой в критическом сечении теплообменника ТГВ; $\Delta t_{\partial 21}$ и $\Delta t_{\partial 22}$ – минимальные температурные напоры на горячем и холодном концах теплообменника ТО1; $\Delta t_{\partial 23}$ – минимальный температурный напор на холодном конце теплообменника ТО2; $\Delta t_{2\partial 2}$ – минимальный температурный напор на холодном конце теплообменника ТГВ.

Кроме влияния полноты использования тепла дымовых газов (температуры t_5) также представляет интерес вопрос влияния перегрева пара НРТ перед турбиной на выработку электроэнергии. Перегрев пара оценивается разностью температур

$$\Delta t_{пр} = t_1 - t_6.$$

При заданных температурах горячей воды $t_{2\partial 1}$, $t_{2\partial 2}$, дымовых газов $t_{\partial 21}$, температуре охлаждающей воды t_{w2} , температуре перегрева $\Delta t_{пр}$ и минимальных температурных напорах на концах теплообменных аппаратов и в критическом сечении, а также расходах горячей воды и дымовых газов, расчет параметров цикла с максимальной эффективностью сводится к определению максимального давления в контуре НРТ в условиях ограничений (1) – (6). Расчет производился путем совместного решения уравнений энергетического баланса отдельных элементов и

ТСУ в целом. Термодинамические свойства НРТ при этом рассчитывались по уравнениям [2]. В связи с нелинейностью этих уравнений расчет цикла осуществлялся методом последовательных приближений по специально разработанной компьютерной программе.

Энергетические показатели определялись по формулам:

$$Q_{\text{ут}} = Q_{\text{ТГВ}} + Q_{\text{ТО1}} + Q_{\text{ТО2}},$$

$$\eta_t = \frac{l_t - l_n}{i_1 - i_4},$$

$$N_{\text{эл}} = m_{\text{НРТ}} \left(l_{\text{ст}} \eta_t \eta_{\text{мехт}} \eta_{\text{эг}} - \frac{l_{\text{сн}}}{\eta_n \eta_{\text{мехн}} \eta_{\text{эд}}} \right),$$

где $Q_{\text{ут}}$ – утилизируемая тепловая мощность; $Q_{\text{ТГВ}}$ – тепловая мощность теплообменника ТГВ; $Q_{\text{ТО1}}$, $Q_{\text{ТО2}}$ – тепловая мощность теплообменников ТО1 и ТО2 соответственно; $N_{\text{эл}}$ – вырабатываемая электрическая мощность; η_t – термический КПД цикла; η_m и η_n – изоэнтروпные КПД турбины и насоса; $l_{\text{ст}}$ и $l_{\text{сн}}$ – изоэнтروпная работа турбины и насоса; i_1 и i_4 – энтальпия НРТ в точках 1 и 4 цикла; $m_{\text{НРТ}}$ – массовый расход НРТ; $\eta_{\text{мехт}}$ и $\eta_{\text{эг}}$ – механический КПД турбины и КПД электрогенератора; $\eta_{\text{мехн}}$ и $\eta_{\text{эд}}$ – механический КПД насоса и КПД его электродвигателя.

Расчеты производились при различных значениях перегрева пара НРТ перед турбиной $\Delta t_{\text{прг}}$ и его температуры на входе в ТГВ t_5 для двух рабочих тел – аммиака NH_3 , для которого цикл ТСУ имеет вид, представленный на рис. 2а, и фреона R142В, для которого цикл ТСУ имеет вид, представленный на рис. 2б.

Влияние степени перегрева пара перед турбиной на вырабатываемую электрическую мощность показано на рис. 4

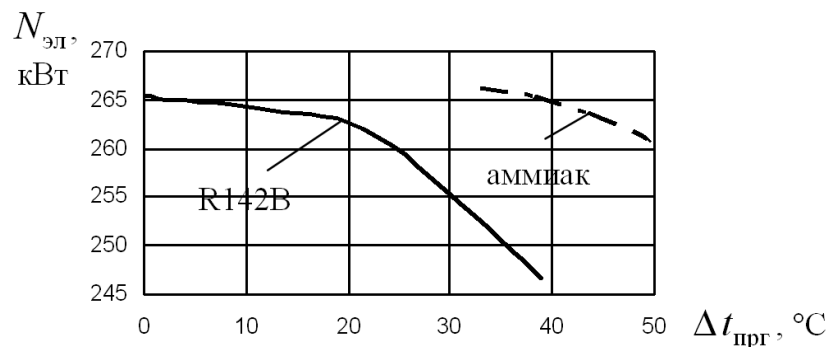


Рис. 4 – Зависимость вырабатываемой электрической мощности от перегрева пара перед

Из рис. 4 видно, что увеличение степени перегрева пара приводит к снижению выработки электроэнергии. Это объясняется тем, что в условиях близости температурных графиков нагрева НРТ и охлаждения греющих сред (конечная температура НРТ больше конечных температур греющих сред при их противоточном движении) стремление повысить конечную температуру НРТ приводит к необходимости снижения его расхода и температуры кипения. В свою очередь, снижение расхода НРТ приводит к уменьшению количества тепла, отбираемого от дымовых газов и, соответственно, общего количества тепла, преобразовываемого в работу. Таким образом, в условиях данной установки не имеет смысла стремиться повысить температуру пара перед турбиной, а следует применить цикл с минимальным (в случае с фреоном R142B нулевым) перегревом пара.

На рис. 5 и 6 приведены графики зависимостей энергетических показателей установки от температуры НРТ на входе в теплообменник ТГВ t_5 . Из рис. 5 видно, что с увеличением t_5 утилизируемая тепловая мощность увеличивается. С другой стороны, увеличение t_5 приводит к снижению температуры кипения НРТ и, соответственно, температуры пара перед турбиной, что приводит к снижению термического КПД цикла (рис. 6).

Противоположное влияние температуры t_5 на количество утилизируемого тепла $Q_{ут}$ и эффективность его преобразования в работу η_t приводит к появлению максимума выработки электроэнергии при значениях t_5 50...51°C в случае аммиака и 55...56°C в случае фреона R142B (рис. 7)

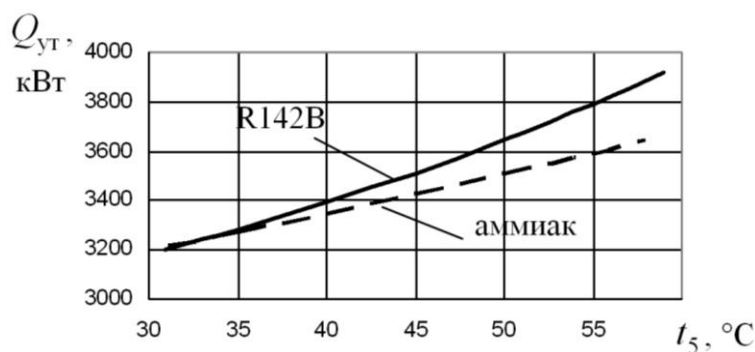


Рис. 5 – Зависимости утилизируемой мощности от температуры НРТ t_5 на входе в теплообменник ТГВ при работе ТСУ на фреоне и аммиаке

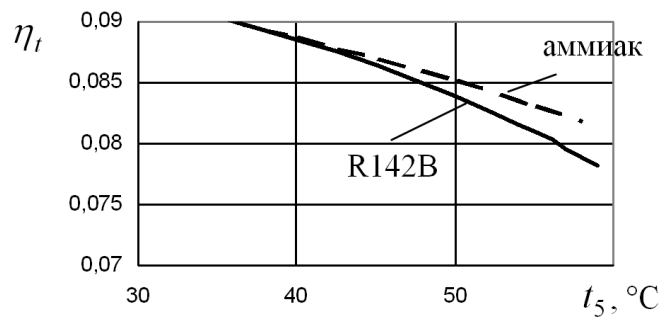


Рис. 6 – Зависимость термического КПД ТСУ от температуры НРТ t_5 на входе в теплообменник ТГВ при работе на фреоне R142B и аммиаке

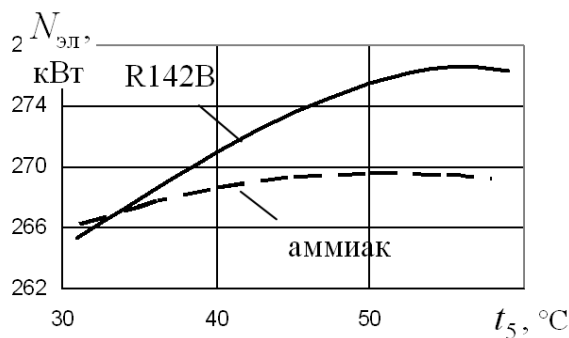


Рис. 7 – Зависимость вырабатываемой электрической мощности от температуры НРТ t_5 на входе в теплообменник ТГВ при работе ТСУ на фреоне R142B и аммиаке

На основе математического имитационного моделирования режимов работы теплоутилизационной установки установлено:

1) что в условиях низкого температурного потенциала и ограниченности тепловой мощности горячего источника тепла увеличение степени перегрева перед турбиной отрицательно сказывается на вырабатываемой электрической мощности и наиболее эффективным является цикл с минимальным перегревом пара;

2) использование в схеме рабочих тел, характеризующихся положительным наклоном верхней пограничной кривой, например фреона R142B, позволяет выработать большую электрическую мощность, чем использование тел, характеризующихся отрицательным наклоном верхней пограничной кривой, например аммиака;

3) максимальная вырабатываемая из вторичного тепла рассмотренной установки электрическая мощность (в случае фреона R142B) равна 276 кВт;

4) при определенной температуре рабочего тела на выходе из теплообменника ТО2 ($50...51$) $^\circ\text{C}$ в случае аммиака и ($55...56$) $^\circ\text{C}$ в случае фреона R142B) имеет место максимум выработки электроэнергии. Это обусловлено тем, что при увеличении этой температуры количество утилизируемого тепла возрастает, но КПД преобразования его в работу снижается.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Булат А.Ф., Чемерис И.Ф., Перепелица В.Г., Подтуркин Д.Г. Когенерационные технологии – прогрессивный путь решения проблем энергопотребления и энергосбережения в промышленных регионах Украины // Энергозберігаючі технології та автоматизація: Держкоменергозбереження України. – Київ, 2002. – № 2 (26). – С. 44-46.

2. Перельштейн И.И., Парушин Е.Б. Термодинамические и теплофизические свойства рабочих веществ холодильных машин и тепловых насосов. – М: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 232 с.

Рекомендовано до публікації д.т.н. Є.О. Кириченком 28.07.09