

**В.В. Прутула, М.М. Кологривов**

Одесская государственная академия холода, ул. Дворянская, 1/3, г. Одесса, Украина, 65082

e-mail: admin@osar.odessa.ua

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

*Приводятся результаты схемотехнических решений по утилизации вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) компрессорных станций (КС) магистральных газо-проводов для повышения эффективности работы газоперекачивающих агрегатов (ГПА). Тепловые ВЭР — это продукты сгорания топливного газа газотурбинных двигателей (ГТД), работающих на КС. ВЭР можно эффективно утилизировать в установке «Водолей» для повышения КПД ГПА. Предлагается для этого установку «Водолей» дополнить абсорбционной холодильной машиной с целью повышения эффективности ГПА при их работе в жаркий период года. Рассматриваются варианты повышения эффективности работы ГПА при помощи других теплоутилизационных установок. По результатам предварительных технико-экономических расчётов срок окупаемости от внедрения теплоутилизационных установок в технологические схемы КС с пятью ГТД не превышает трёх лет.*

**Ключевые слова:** Природный газ. Теплоутилизационная установка. Компрессорная станция. Парогазовая установка. Холодильная машина. Газотурбинный двигатель. Эффективность.

**V.V. Pritula, M.M. Kologrivov**

## INCREASE OF OPERATING EFFICIENCY OF COMBINED-CYCLE PLANTS

*Results of circuit decisions on utilization of waste energy (WE) of compressor stations (CS) of gas-main pipeline for increase of operating efficiency of gas-compressor units (GCU) are resulted. Thermal WE are the products of fuel gas combustion of gas-turbine engines (GTE) working on CS. WE is possible to effectively utilize in plant «Vodolej» for increase of GTE efficiency. It is offered for this purpose a plant «Vodolej» to add by absorptive refrigerating machine with the purpose of increase of GTE efficiency at their work during the hot period of year. Variants of increase of operating efficiency of GTE are considered by means of others heat-disposal plants. The time of recoupment from introduction of heat-disposal plants into technological circuits of CS with five GTE by results of preliminary technical and economic calculations does not exceed three years.*

**Keywords:** Natural gas. Heat-disposal plant. Compressor station. Combined-cycle plant. Refrigerating machine. Gas-turbine engine. Efficiency.

### 1. ВВЕДЕНИЕ

Газотранспортная система Украины является базовой отраслью. На магистральных газопроводах страны расположены 72 компрессорных станции (КС). Общая численность газотурбинных двигателей (ГТД), которые установлены на КС для привода нагнетателей газа, более 440 шт. Тепловые выбросы в атмосферу от работы ГТД превышают 4500 МВт. Среднегодовая температура уходящих продуктов сгорания ГТД ориентировочно 470 °С. В летний период она доходит до 550 °С. Современное положение дел с утилизацией тепловых выбросов на КС Украины нами в целом оценивается как неудовлетворительное [1].

В настоящее время только небольшая мощность теплоты выхлопных газов ГТД используется на КС.

Этой теплотой обогревают аппараты очистки газов, системы хранения и подачи масла, блоки кранов газоперекачивающих агрегатов (ГПА), нагревают воздух в системах антиобледенения ГТД, подогревают топливный и пусковой газы ГТД, воду и воздух в системах отопления и вентиляции зданий и укрытий КС, а также ограничено используют и в некоторых других случаях. Бывшие внешние потребители теплоты — теплично-овощные комбинаты ликвидированы по организационно-экономическим причинам.

Несмотря на значительное количество перечисленных внутренних потребителей теплоты, максимальная доля использования указанных тепловых ресурсов на собственные нужды КС составляет 5-7 % от располагаемых. Среднегодовое их потребление не превышает 3 %. Уменьшение объясняется переменной нагруз-

кой на КС в течение года.

Рассмотрим перспективные пути утилизации вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) КС.

## 2. АНАЛИЗ РЕЗЕРВОВ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ

Существенным прорывом в увеличении доли использования тепловых ВЭР стало внедрение на КС «Ставищенская» в 2003 г. газоперекачивающей парогазовой установки (ПГУ) типа «Водолей». Официальное название установки — ПГУ-16К.

Помимо традиционного оборудования, характерного для ГПА, в установку входят котёл-утилизатор, контактный теплообменник-конденсатор и другие вспомогательные узлы и элементы. Коэффициент полезного действия ПГУ-16К на 8 % больше, чем КПД ГПА без котла-утилизатора. Повышение эффективности работы «Водолея» достигается за счёт подачи большей части энергетического пара, получаемого в котле-утилизаторе, в камеру сгорания ГТД. Оставшийся пар (так называемый экологический пар) подаётся в поток сжатого воздуха, направляемого в камеру сгорания после осевого компрессора ГТД. Сжатый воздух поступает в задний корпус компрессора с понижением его скорости в кольцевом диффузоре. Затем поток воздуха направляется в десятирубную противоточную кольцевую камеру сгорания, в которой нагревается в процессе окисления топливного газа. Коэффициент избытка воздуха ориентировочно составляет 3,3. Перегретый пар поступает под кожух камеры сгорания, где смешивается с частью потока более холодного воздуха. Парогазовая смесь имеет температуру 430 °С. Поток смеси сначала охлаждает металличе-

ские жаровые трубы камеры сгорания, а потом уже смешивается с продуктами сгорания. Рабочая парогазовая смесь имеет температуру 1085 °С и давление около 1,5 МПа. Энергия такого потока используется в турбинах ГТД и при утилизации теплоты отходящих газов [2].

Пар вырабатывается в котле-утилизаторе из конденсата. Последний образуется из водяных паров, которые содержатся в продуктах сгорания. Конденсатор, представляющий собой контактный теплообменник, располагается после котла-утилизатора. Установка снабжена станцией химводоочистки — блоком термической обработки воды с расходом около 20 м<sup>3</sup>/ч, который размещена в отдельном здании.

Моторесурс ПГУ-16К составляет около 30 тыс. ч. После 4085 ч приёмо-наладочной эксплуатации в ноябре 2005 г. были проведены межведомственные приёмочные испытания ПГУ-16К [3]. Некоторые фактические характеристики «Водолея», полученные во время испытаний, представлены в табл. 1. Они проводились при загруженности магистрального газопровода «Про-гресс» на 75-95 % от его номинального значения.

Анализируя полученные результаты, следует отметить, что время для приёмочных испытаний «Водолея» было выбрано не самое жаркое. Температура окружающего воздуха была ниже 10 °С. С большой вероятностью можно предположить, что в жаркий период, когда температура воздуха 30 °С и выше, конденсата, который получается в ПГУ-16К, не будет хватать для повышения мощности ГТД. Поэтому на КС в жаркий период предусматривается использование артезианской скважины и станции химводоочистки.

Из результатов испытаний можно определить, что приближение температуры воды  $t'_b$ , подаваемой после аппаратов воздушного охлаждения (АВО) на контактный конденсатор, к температуре окружающего воздуха  $t_{o.c.}$

$$t'_b - t_{o.c.} = 20,8 - 8,8 = 12 \text{ °С.}$$

Приближение температуры газов  $v''_k$ , которые насыщены влагой и которые уходят из конденсатора в атмосферу, к температуре  $t'_b$

$$v''_k - t'_b = 24,6 - 20,8 = 3,8 \text{ °С.}$$

Эти перепады температур ориентировочно сохраняются при изменении температуры  $t_{o.c.}$ . Например, при температуре воздуха 30 °С температура воды  $t'_b$  будет 42 °С, а температура газов  $v''_k$  — 45,8 °С. При изменении температуры  $v''_k$  с 24,6 до 45,8 °С влагосодержание отходящих газов возрастает с 20 г вод. паров/кг (сух. газов) до 69 г вод. паров/кг (сух. газов). Уменьшение расхода конденсата при расходе отходящих газов 44,8 кг/с согласно [2] будет

$$(d_2 - d_1)G_e = (69 - 20)44,8 =$$

Таблица 1. Характеристики установки «Водолей»

| Показатель                                            | Значение |
|-------------------------------------------------------|----------|
| КПД, %, при загруженности газопровода на 85 %         | 40,7     |
| КПД, %, в пересчёте на 100 % загруженности            | 42,1     |
| Мощность ГТД, МВт                                     | 12,82    |
| Расход топливного газа, кг/ч                          | 2378     |
| Давление воздуха на выходе из компрессора ГТД, МПа    | 1,53     |
| Температура газов на входе в котёл-утилизатор, °С     | 481      |
| Температура газов на выходе из котла-утилизатора, °С  | 182,5    |
| Паропроизводительность, т/ч                           | 15,68    |
| Температура пара на выходе из котла-утилизатора, °С   | 332,5    |
| Давление пара, МПа                                    | 1,82     |
| Расход энергетического пара, т/ч                      | 13,02    |
| Расход экологического пара, т/ч                       | 2,66     |
| Расход воды на форсунки контактного конденсатора, т/ч | 672      |
| Давление воды перед форсунками конденсатора, МПа      | 0,448    |
| Температура воды перед форсунками конденсатора, °С    | 20,8     |
| Температура окружающего воздуха, °С                   | 8,8      |
| Температура воды на выходе из конденсатора, °С        | 45,4     |
| Температура газов на выходе из конденсатора, °С       | 24,6     |
| Содержание в газах кислорода, %                       | 14,19    |
| Содержание в газах окиси углерода, мг/м <sup>3</sup>  | 10       |
| Содержание в газах оксидов азота, мг/м <sup>3</sup>   | 54       |

=2195 г (конд)/с или 7,9 м<sup>3</sup>/ч.

Температура точки росы отходящих газов при условиях испытаний составляет 68 °С и является предельной для увеличения их влагосодержания. При 68 °С насыщенные влагой отходящие газы содержат 203 г (водян. паров)/кг (сухих газов). Без подачи пара в камеру сгорания ГТД отходящие газы имеют температуру точки росы около 50 °С.

Одновременно с уменьшением расхода получаемого конденсата снижается тепловая мощность ГПУ-16К, которая утилизируется из отходящих газов. Предполагаемое снижение составит 6,3 МВт. Снижение КПД установки «Водолей» в связи с уменьшением расхода конденсата прогнозируется на уровне, не превышающем 2 %.

### 3. НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

Существуют реальные возможности повышения

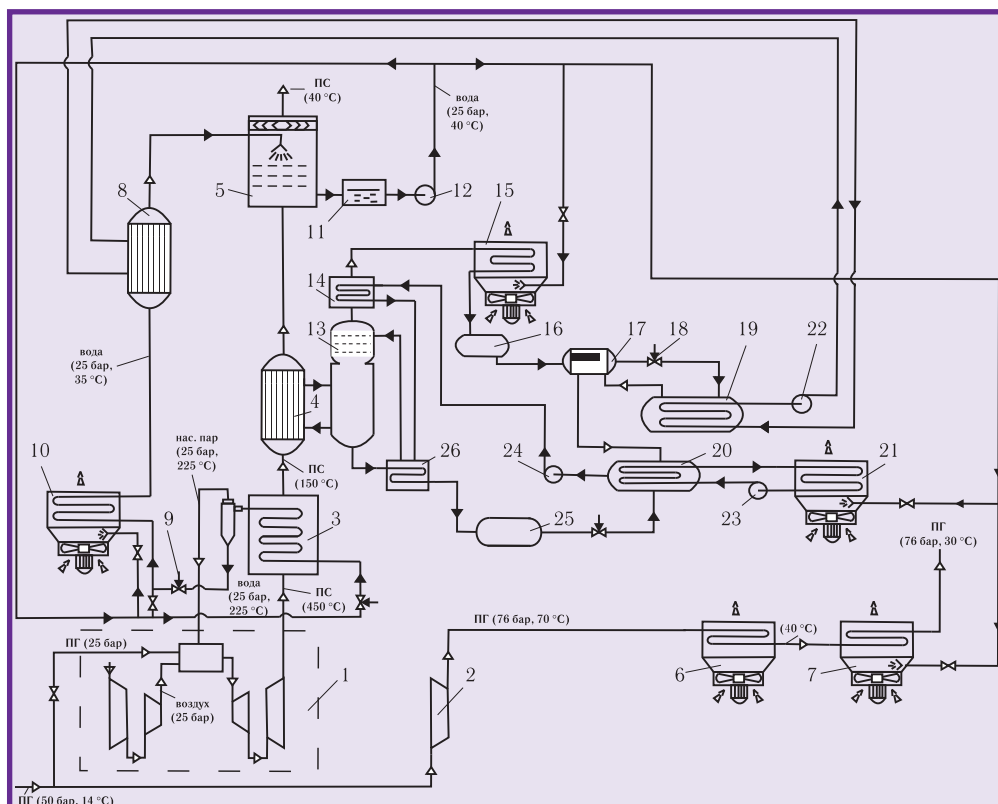
эффективности работы или устранения указанных недостатков установки «Водолей» в жаркий период. Так, нами разработаны два предложения, которые направлены на совершенствование ГПУ-16К.

Первое предложение (см. рис. 1) касается технологической схемы. Его суть заключается в установке и использовании дополнительного оборудования. После котла-утилизатора 3 предлагается разместить в газовом тракте абсорбционную водоаммиачную холодильную машину (АВХМ). В её генераторе 4 отходящие газы ГТД будут охлаждаться ориентировочно с 182,5 до 100 °С. Тепловая мощность, которую отдают газы для кипения в генераторе крепкого раствора, составит 3,7 МВт. Утилизированная теплота позволяет в принципе получить до 2,2 МВт холода в виде воды с температурой +15 °С при температуре кипения агента в испарителе +10 °С. Холодную воду предлагается направить в контактный конденсатор 5 для дополнительного охлаждения отходящих газов, которые насыщены водяными парами. Таким образом, в предложенной технологической схеме можно компенсировать часть теплоты

из указанных 6,3 МВт, которые теряются с отходящими газами вследствие повышения температуры окружающего воздуха.

В технологической схеме (см. рис. 1) модернизированной установки введена АВХМ. Остановимся на её устройстве и принципе работы.

Продукты сгорания из котла-утилизатора 3 с температурой 182,5 °С подаются в трубное пространство теплообменника-кипяильника АВХМ 4, в межтрубном пространстве которого нагревается до 95 °С крепкий (концентрированный) водоаммиачный раствор. Его нагрев приводит к выделению паров NH<sub>3</sub> и образованию слабого раствора (неконцентрированного). Разделение паров NH<sub>3</sub> и слабого раствора производится в ректификационной колонне 13. Пары NH<sub>3</sub> с мельчайшими водяными каплями поднима-

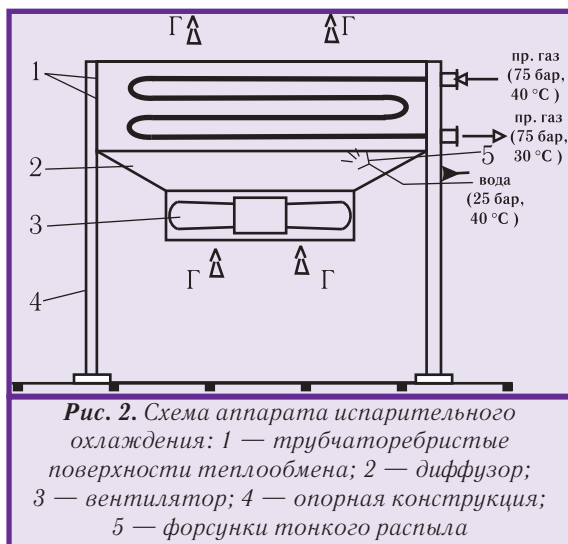


**Рис. 1.** Технологическая схема модернизированной установки «Водолей»: ПГ — природный газ; ПС — продукты сгорания; 1 — газотурбинный двигатель; 2 — нагреватель природного газа; 3 — котёл-утилизатор; 4 — генератор-кипяильник; 5 — контактный конденсатор; 6 — аппарат воздушного охлаждения природного газа; 7 — аппарат испарительного охлаждения природного газа; 8 — водоохладитель; 9 — регулирующая задвижка; 10 — аппарат испарительного охлаждения циркуляционного конденсата; 11 — бак-накопитель; 12 — питательный насос для конденсата; 13 — ректификационная колонна; 14 — дефлегматор; 15 — испарительный конденсатор для паров аммиака; 16 — сборная ёмкость для жидкого аммиака; 17 — регенератор холода аммиака; 18 — регулирующий аммиачный вентиль; 19 — испаритель аммиака; 20 — абсорбер; 21 — аппарат испарительного охлаждения оборотной воды; 22 — циркуляционный насос холодной воды; 23 — циркуляционный насос оборотной воды; 24 — питательный насос крепкого раствора; 25 — ёмкость слабого раствора; 26 — регенератор теплоты слабого раствора

ются вверх колонны, а слабый водный раствор стекает вниз. При подъёме пары аммиака охлаждаются встречным потоком жидкости, которая представляет собой смесь крепкого раствора и флегмы (конденсата водяных паров с растворёнными в нём парами аммиака). Мельчайшие капельки воды из парового потока захватываются встречным жидкостным потоком. Таким образом происходит основная очистка паров аммиака от водяных капель. Более глубокая очистка паров  $\text{NH}_3$  от оставшихся водяных капелек и водяных паров происходит в межтрубном пространстве дефлегматора-теплообменника рекуперативного типа для охлаждения паров  $\text{NH}_3$  холодным крепким раствором, который протекает в трубах. Из дефлегматора выходят практически чистые пары аммиака с массовой концентрацией 99,8 %, а вниз стекает флегма — холодный водный раствор  $\text{NH}_3$ .

Перегретые пары  $\text{NH}_3$  из дефлегматора 14 поступают в конденсатор 15 — воздушно-испарительный трубчаторебристый теплообменник. В конденсаторе пары  $\text{NH}_3$  охлаждаются до состояния насыщения, а затем конденсируются. Образующийся конденсат  $\text{NH}_3$  собирается в ёмкости 16.

В колонне 13, дефлегматоре 14, конденсаторе 15, ёмкости 16, теплообменнике для регенерации холода паров аммиака жидким аммиаком 17 давление паров и жидкого аммиака составляет 11,5-12,0 бар. После регулирующего вентиля 18 давление жидкого аммиака снижается до 6,15 бара. Уменьшение давления среды по длине трубопроводов обеспечивает её движение от колонны 13 к испарителю 19. При этом вследствие принудительного теплообмена с окружающей средой и дросселирования в вентиле 18 уменьшается температура аммиака. Температура паров на выходе из дефлегматора 14 — 75 °С, температура конденсата в ёмкости 16 — 30 °С, температура в испарителе 19 — 10 °С.



В испарителе при давлении 6,15 бара кипит жидкий аммиак. Подвод теплоты для парообразования производится водой, которая циркулирует по трубам между кожухотрубным газоохладителем 8 и змеевиком

вым теплообменником в испарителе 19 посредством циркуляционного насоса 22. Температура воды в зависимости от её расхода и холодопроизводительности АВХМ лежит в диапазоне 15-45 °С. Пары, которые образуются в испарителе 19, поступают в абсорбер 20 через теплообменник 17. В абсорбере 20 происходит поглощение паров аммиака слабым водоаммиачным раствором; образование слабого аммиачного раствора — в ректификационной колонне 13. Он удаляется из нижней части колонны через поверхностный теплообменник 26 в ёмкость слабого раствора 25. В теплообменнике 26 слабый раствор охлаждается крепким раствором с 95 до 60 °С. Движение слабого раствора осуществляется без насоса, так как давление в колонне 13 составляет 11,5-12,0 бар, а давление в абсорбере — 6,15 бара.

При абсорбции паров аммиака слабым раствором выделяется теплота растворения в количестве 35322 кДж на один кмоль абсорбированных паров  $\text{NH}_3$ . Нагрев раствора в абсорбере 20 теплотой растворения резко снижает эффективность процесса абсорбции. Поэтому необходимо постоянно охлаждать раствор в абсорбере 20. Охлаждение осуществляется в змеевиковом теплообменнике, по трубам которого циркулирует оборотная вода с температурой в теплонапряжённый период не более 37 °С. Температура слабого раствора в абсорбере 20 не превышает 38 °С. Циркуляционный насос 23 подаёт нагретую в абсорбере воду для её охлаждения в воздушно-испарительный трубчаторебристый теплообменник 21. В результате цикл по охлаждающей воде замыкается.

В абсорбере 20 образуется крепкий водоаммиачный раствор. Из абсорбера он забирается насосом 24, который повышает его давление с 6,15 до 12 бар. Крепкий раствор подаётся в ректификационную колонну 13 через дефлегматор 14 и регенеративный теплообменник 26. Цикл по аммиаку замыкается.

Второе предложение, имеющее целью повышение эффективности работы парогазовой установки, заключается в переводе аппаратов чисто воздушного охлаждения 5, 7, 15, 21, показанных на рис. 1, в режим их работы как испарительных теплообменников. Модернизация аппаратов воздушного охлаждения (АВО) осуществляется путём установки форсунок тонкого распыла в диффузоры после вентиляторов (см. рис. 2). В форсунки могут подаваться: конденсат водяных паров, полученный из продуктов сгорания ГТД; обессоленная артезианская вода или водопроводная вода. Распыление воды форсунками позволяет адиабатически (за счёт теплоты воздуха) снизить на 4-10 °С температуру воздуха перед теплообменными тручаторебристыми поверхностями за счёт увеличения влагосодержания воздуха. Пределом снижения является температура мокрого термометра.

Два испарительных теплообменника (два АВО с впрыском воды) заменяют в работе три АВО по реализуемому теплосъёму, так как лимитирующее теплообмен термическое сопротивление находится со стороны воздуха. Понижение температуры охлаждающего воздуха улучшает технические характеристики АВХМ



и понижает температуру транспортируемого газа, способствуя увеличению пропускной способности газопровода. Срок окупаемости затрат по модернизации АВО оценивается в один жаркий месяц.

Перевод АВО в режим работы испарительных теплообменников успешно апробирован нами на Одесском припортовом заводе в системе газотурбинного привода аммиачного компрессора мощностью 16 МВт [4]. В процессе испытаний не было обнаружено влияния температуры распыляемой воды на эффект охлаждения воздуха. При испытаниях использовалась сетевая вода с температурой до 70 °С.

Наряду с водоаммиачными машинами можно использовать абсорбционные бромистолитиевые машины (АБХМ), которые работают на водном растворе бромистого лития. Ряд зарубежных фирм в настоящее время серийно выпускает широкий типоразмерный ряд бромистолитиевых машин. Чем мощнее АБХМ, тем меньше капитальные затраты на 1 кВт холода. Необходимая для применения в «Водолей» АБХМ полной заводской готовности оценивается в 550 тыс. долларов США.

По результатам приёмочных испытаний «Водолей» фактическая экономия топливного газа по сравнению с газоперекачивающим агрегатом без утилизации теплоты газов составила 36 тыс. м<sup>3</sup> в сутки. В случае жаркой погоды экономия топливного газа уменьшается до 28 тыс. м<sup>3</sup> в сутки. Применение АБХМ в жаркую погоду увеличивает экономию газа до 35 тыс. м<sup>3</sup> в сутки. При стоимости природного газа 179,5 долларов США за 1000 м<sup>3</sup> и 90 жарких дней в году срок окупаемости затрат на модернизацию установки «Водолей» составляет 1,5 жарких сезона.

#### 4. ЭФФЕКТИВНЫЕ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ КС

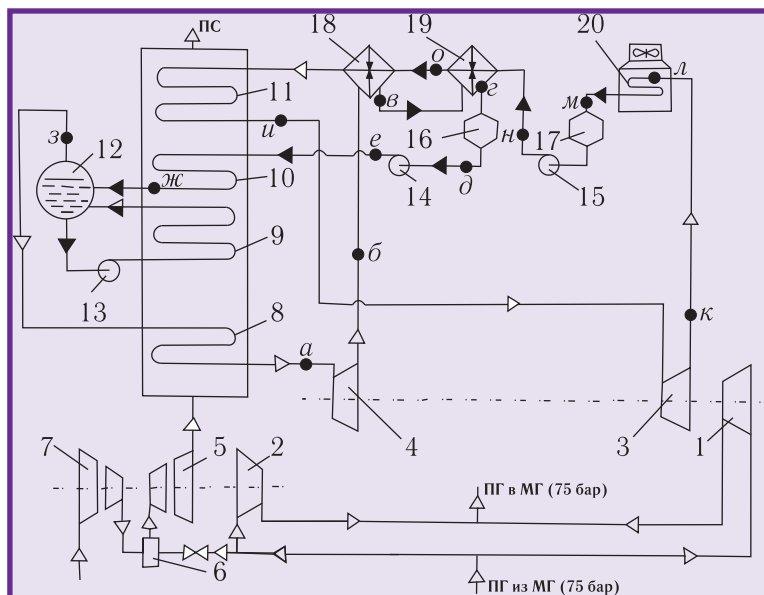
Детальный анализ различных вариантов позволил нам выявить перспективность рассматриваемых решений по использованию ВЭР КС для производства холода и электроэнергии, а также совершения механической работы. Указанные эффекты от внедрения таких утилизационных систем в газотранспортную отрасль будут использоваться в этой же отрасли. Эти решения не являются в полной мере альтернативными по отношению к установке «Водолей». В качестве расчётного объекта, для которого разрабатывалась система утилизации ВЭР, выбрана некая гипотетическая КС. Станция укомплектована газоперекачивающими агрегатами на базе газотурбинных двигателей типа ДН-70 с мощностью на валу 10 МВт. Пять ДН-70 работают параллельно на один магистральный газопровод.

В расчётах приняты следующие исход-

ные данные: пропускная способность одного газопровода диаметром 1400 мм — 81,6 млн. м<sup>3</sup> в сутки. Расчётная температура сжатого природного газа после его охлаждения в аппаратах воздушного охлаждения (АВО) — 40 °С, а его давление — 7,5 МПа. Температура продуктов сгорания на выходе из ГТД перед котлом-утилизатором зимой — 430 °С, а летом — 550 °С. Номинальный расход топливного газа на один двигатель ДН-70 — 2400 кг/ч.

Использование теплоутилизационных установок ГТД в режиме совершения работы, необходимой для привода нагнетателя природного газа, нами рассматривается как наиболее эффективный вариант. При этом ориентировочный срок окупаемости энергосберегающей системы КС не превышает двух лет. При строительстве новых газопроводов в Украине и за рубежом нами рекомендуется для КС использовать именно этот вариант.

Для более глубокой утилизации тепловых ВЭР на КС необходимо теплоутилизационную установку выполнять двухконтурной. В качестве рабочих тел контуров предложено использовать водный раствор пропана и бутан, которые не замерзают при температуре минус 40 °С и обеспечивают вместе эффективную ра-



**Рис. 3.** Технологическая схема теплоутилизационной установки на КС для привода нагнетателя природного газа: МГ — магистральный газопровод; 1 — нагнетатель природного газа с утилизационными турбинами в качестве привода; 2 — нагнетатель природного газа с газотурбинным приводом; 3 — бутановая утилизационная турбина; 4 — водопропаноловая утилизационная турбина; 5 — силовая турбина ГТД; 6 — камера сгорания ГТД; 7 — воздушный компрессор ГТД; 8 — водопропаноловый пароперегреватель котла-утилизатора; 9 — водопропаноловый испарительный теплообменник котла-утилизатора; 10 — водопропаноловый экономайзер котла-утилизатора; 11 — бутановый пароперегреватель котла-утилизатора; 12 — барабан водопропанолового испарительного теплообменника; 13 — водопропаноловый циркуляционный насос; 14 — водопропаноловый питательный насос; 15 — бутановый питательный насос; 16 — ёмкость для водопропана; 17 — ёмкость для бутана; 18 — бутановый испарительный теплообменник; 19 — бутановый экономайзер; 20 — воздушный конденсатор паров бутана

**Таблица 2.** Термодинамические и расходные параметры теплоутилизационной установки в характерных точках схемы при работе в летний период (температура окружающей среды  $t_{oc}=25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) для привода нагнетателя природного газа на базе ГТД ДН-70 (доля пропана  $m=0,8$ )

| Точки схемы | Давление $P$ , бар | Температура $t$ , $^{\circ}\text{C}$ | Расход $G$ , кг/с | Энтальпия $h$ , кДж/кг | Энтропия $s$ , кДж/(кг К) | Удельный объём $v$ , м <sup>3</sup> /кг | Примечание    |
|-------------|--------------------|--------------------------------------|-------------------|------------------------|---------------------------|-----------------------------------------|---------------|
| а           | 20                 | 500                                  | 6,36              | 2260                   | 4,26                      | 0,8                                     | водо-пропанол |
| б           | 1,1                | 290                                  |                   | 1724,5                 | 4,45                      | 1,2                                     |               |
| в           | 1,1                | 100,5                                |                   | 1310                   | 3,64                      | 0,47                                    |               |
| г           | 1,1                | 100,5                                |                   | 310                    | 0,963                     | 0,00129                                 |               |
| д           | 1,1                | 60                                   |                   | 185                    | 0,611                     | 0,00125                                 |               |
| е           | 20                 | 61                                   |                   | 186,1                  | 0,6113                    | 0,00124                                 |               |
| ж           | 20                 | 211                                  |                   | 653,7                  | 1,761                     | 0,00159                                 |               |
| з           | 20                 | 211                                  |                   | 1490                   | 3,14                      | 0,038                                   |               |
| и           | 14                 | 95                                   | 24,1              | 522,1                  | 1,507                     | 0,0268                                  | бутан         |
| к           | 3,3                | 54                                   |                   | 476,9                  | 1,53                      | 0,132                                   |               |
| л           | 3,3                | 35,4                                 |                   | 438                    | 1,424                     | 0,122                                   |               |
| м           | 3,3                | 35,4                                 |                   | 86,5                   | 0,28                      | 0,00178                                 |               |
| н           | 14                 | 36                                   |                   | 86,5                   | 0,28                      | 0,00177                                 |               |
| о           | 14                 | 95                                   |                   | 252,5                  | 0,791                     | 0,00212                                 |               |

боту теплоутилизационной установки без применения деаэраторов в условиях глубокого охлаждения продуктов сгорания ГТД [5].

Схема двухконтурной теплоутилизационной системы, предлагаемой нами, показана на рис. 3. В таблицах 2 и 3 приведены численные значения параметров потоков в характерных точках при работе системы по одному из вариантов. Так как температура продуктов сгорания на выхлопе ГТД существенно зависит от температуры окружающей среды, то расчёты выполнены для двух сезонов работы теплоутилизационной системы (летнего и зимнего).

**Таблица 3.** Термодинамические и расходные параметры теплоутилизационной установки в характерных точках схемы при работе в зимний период (температура окружающей среды  $t_{oc}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) для привода нагнетателя природного газа на базе ГТД ДН-70 (доля пропана  $m=0,8$ )

| Точки схемы | Давление $P$ , бар | Температура $t$ , $^{\circ}\text{C}$ | Расход $G$ , кг/с | Энтальпия $h$ , кДж/кг | Энтропия $s$ , кДж/(кг К) | Удельный объём $v$ , м <sup>3</sup> /кг | Примечание    |
|-------------|--------------------|--------------------------------------|-------------------|------------------------|---------------------------|-----------------------------------------|---------------|
| а           | 20                 | 380                                  | 5,973             | 1935                   | 3,88                      | 0,07                                    | водо-пропанол |
| б           | 1,1                | 195                                  |                   | 1497                   | 4,03                      | 0,09                                    |               |
| в           | 1,1                | 100,5                                |                   | 1310                   | 3,64                      | 0,47                                    |               |
| г           | 1,1                | 100,5                                |                   | 310                    | 0,963                     | 0,00129                                 |               |
| д           | 1,1                | 60                                   |                   | 185                    | 0,611                     | 0,00125                                 |               |
| е           | 20                 | 61                                   |                   | 186,1                  | 0,6113                    | 0,00124                                 |               |
| ж           | 20                 | 211                                  |                   | 653,7                  | 1,761                     | 0,00159                                 |               |
| з           | 20                 | 211                                  |                   | 1490                   | 3,14                      | 0,038                                   |               |
| и           | 14                 | 95                                   | 17,3              | 522,1                  | 1,507                     | 0,0268                                  | бутан         |
| к           | 1,45               | 30                                   |                   | 441,3                  | 0,365                     | 0,29                                    |               |
| л           | 1,45               | 10                                   |                   | 394,6                  | 0,34                      | 0,26                                    |               |
| м           | 1,45               | 10                                   |                   | 25,1                   | 0,02                      | 0,00161                                 |               |
| н           | 14                 | 11                                   |                   | 25,2                   | 0,021                     | 0,0016                                  |               |
| о           | 14                 | 11                                   |                   | 252,5                  | 0,791                     | 0,00212                                 |               |

В теплоутилизационной установке от продуктов сгорания в летний период можно отвести тепловую мощность 21,55 МВт. Расчётами с учётом потерь установлено, что КПД водопропанолового контура  $\eta_{np}=25,8\%$ , КПД бутанового  $\eta_b=10,3\%$ , а общий КПД установки  $\eta=20,8\%$ . Эти данные показывают, что можно произвести механической работы 4,48 МВт. В зимний период можно отвести тепловую мощность 15,31 МВт. В этом режиме работы  $\eta_{np}=25\%$ ,  $\eta_b=16,3\%$  и общий КПД  $\eta=26,2\%$ . Отсюда следует, что в виде механической работы можно реализовать 4 МВт.

Существенное повышение КПД теплоутилизационной установки в холодный период вызвано низкой температурой конденсации паров бутана.

Целесообразность внедрения предлагаемой теплоутилизационной установки характеризуется сроком её окупаемости  $T_{ок}$ . Его расчёт для установки, представленной на рис. 3, проводился по формуле:

$$T_{ок} = K / (D - \mathcal{E}),$$

где  $K=K_1-K_2$ ;  $K_1$  — капитальные затраты;  $K_2=12,24$  млн. грн. — оценочная стоимость ГТД мощностью 4 МВт, замещаемого теплоутилизационной установкой;  $D$  — годовой доход за счёт экономии топливного газа;  $\mathcal{E}$  — годовые эксплуатационные затраты.

Приведём расчётные данные.

1. Определим годовой доход как

$$D = (V_{m.e}^a + V_{m.e}^b) C_{m.e} \tau,$$

где  $V_{m.e}^a, V_{m.e}^b$  — соответственно расходы топливного газа, которые экономятся при использовании теплоутилизационной установки летом и зимой;  $C_{m.e}=179,5$  \$/1000 м<sup>3</sup>=915,45 грн./1000 м<sup>3</sup> — стоимость топливного газа;  $\tau=8760/2=4380$  ч — продолжительность расчётного периода (летнего и зимнего).

Расходы топливного газа для ДН-70 в зависимости от мощности привода принимались по данным предприятия «Машпроект» (г. Николаев). При мощности  $N^a=4838$  кВт, соответствующей механической мощности теплоутилизационной установки летом, экономия топлива  $G_{m.e}^a=1250$  кг/ч или  $V_{m.e}^a=G_{m.e}^a/\rho_{m.e}^a=1250/0,717=1743$  м<sup>3</sup>/ч, а для мощности в  $N^b=4013$  кВт, соответствующей механической мощности установки зимой, экономия топлива  $G_{m.e}^b=1150$  кг/ч или  $V_{m.e}^b=1604$  м<sup>3</sup>/ч.

Тогда,  $D=(1743+1604)(915,45/1000)\times 4380=13,42$  млн. грн.

## 2. Найдём годовые эксплуатационные затраты

$$\begin{aligned} \mathcal{E} &= 1,2(1,3864 \times 3 + P + \mathcal{E}_l + M) = \\ &= 1,2(1,3864 \times 12n \times 3 + 0,05K + N_{ABO}C_{\text{эл}}\tau + 0,001K) = \\ &= 1,2(1,3864 \times 12 \times 12 \times 1200 + 0,05 \times 22 \times 106 + 1,0 \times 103 \times \\ &\quad \times 0,25 \times 4380 + 0,0001 \times 22 \times 106) = 2,43677 \text{ млн. грн.}, \end{aligned}$$

где  $1,3864 \times 3$  — зарплата обслуживающего персонала с учётом коэффициента отчисления от фонда заработной платы;  $n=12$  чел. — численность работающих;  $P=0,05K$  — затраты на ремонтные работы;  $\mathcal{E}_l = N_{ABO}C_{\text{эл}}\tau$  — затраты на электроэнергию, потребляемую вентиляторами АВО и насосами теплоутилизационной установки;  $M=K \times 10^{-3}$  — затраты на масло и низкокипящее рабочее тело;  $3=1200$  грн./мес. — месячная зарплата работника транспорта природного газа;  $1,2$  — коэффициент, учитывающий непредвиденные расходы;  $K=22$  млн. грн. — расчётное значение капитальных затрат;  $N_{ABO}=103$  кВт — электрическая мощность привода вентиляторов АВО и насосов теплоутилизационной установки;  $C_{\text{эл}}=0,25$  грн./(кВт·ч) — стоимость электроэнергии;  $\tau=4380$  ч/год — количество часов работы вентиляторов АВО в году с учётом их отключения в зимнее время.

3. Определим время окупаемости теплоутилизационной установки

$$\begin{aligned} T_{\text{ок}} &= K / (D - \mathcal{E}) = (K_1 - K_2) / (D - \mathcal{E}) = \\ &= (22 - 12,24) / (13,4204 - 2,43677) = 0,89 \text{ года.} \end{aligned}$$

При одновременной параллельной работе пяти ГТД с теплоутилизационными установками на общий магистральный газопровод ориентировочный срок окупаемости с учётом дисконтирования (ставка дисконта  $E=0,12$  и коэффициент амортизации  $E_n=0,25$ ) не превышает два года.

## 4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Внедрение на КС «Ставищенская» в 2003 г. газоперекачивающей парогазовой установки типа «Водолей» (ГПУ-16К) подтвердило возможность увеличения доли использования тепловых ВЭР в газотранспортной отрасли Украины. На практике резко снизились вредные выбросы  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$  в окружающую среду, а также существенно уменьшилось её тепловое загрязнение. Одновременно повысился эффективный КПД ГПА.

Анализ результатов эксплуатации установки «Водолей» за период с 2003 г. выявил ряд её недостатков. Назовём основные: существенное снижение эффективности работы ГПУ-16К в жаркий период; наличие громоздкой и капиталоемкой системы подготовки питательной воды для котла-утилизатора.

Проведённый нами анализ технологической схемы позволил наметить два основных пути повышения эффективности работы установки «Водолей». Первый из них — это более глубокая утилизация теплоты отходящего газового потока путём применения теплоиспользующих холодильных установок. Полученный холод предлагается использовать в жаркий период года для получе-

ния дополнительного количества конденсата из газового потока. При этом компенсируется влияние высокой температуры окружающего воздуха на снижение расхода получаемого конденсата и соответственно на снижение КПД установки. В качестве теплоиспользующего оборудования предлагается применить абсорбционные холодильные установки полной заводской готовности.

Второй путь повышения эффективности работы ГПА заключается в переводе чисто воздушных теплообменников технологической схемы на теплообменники испарительного типа. При этом предлагается использовать получаемый добавочный конденсат или воду из окружающей среды после сравнительно недорогой её подготовки. Положительный эффект от использования испарительных теплообменников проявляется в улучшении характеристик АБХМ и создании более благоприятных условий для транспортирования газа.

При предварительном рассмотрении различных вариантов использования теплоты отходящих газов ГПА было выбрано решение, которое обеспечивает работу утилизационной турбины, являющейся приводом нагнетателя природного газа. При классической параллельной работе на КС пяти ГТД теплоту отходящих газов от работы трёх ГТД можно применить для привода двух из них. Другими словами, можно отключить на КС от привода два ГТД и тем самым на 40 % уменьшить расход топливного газа для работы ГТД без существенного изменения пропускной способности магистрального газопровода. Срок окупаемости от внедрения такого предложения не превышает двух лет.

## ЛИТЕРАТУРА

1. **Притула В.В., Кологривов М.М.** Анализ затрат природного газа на его транспортировку по магистральным газопроводам Украины и пути эффективного уменьшения затрат на технологические нужды // Холодильная техника и технология. — 2007. — № 3. — С. 47-49.
2. Аналіз техніко-економічних показників і перспективи використання контактних газопаратурбінних установок на КС МГ України / **В.М. Коломєєв, М.О. Дикий, В.І. Ізбаш та ін.** // Нафтова і газова промисловість. — 2005. — № 3. — С. 43-46.
3. ГПУ-16К: дослідно-промислова експлуатація, міжвідомчі приймальні випробування, перспективи використання / **В.М. Коломєєв, М.В. Ксендзюк, В.І. Романов та ін.** // Нафтова і газова промисловість. — 2006. — № 4. — С. 38-40.
4. **Кологривов М.М., Коба А.Л.** О работе промышленного воздушного охладителя газа в режимах испарительного и оросительного теплообменника // Труды III-ей междунар. научно-техн. конфер. «Современные проблемы холодильной техники и технологии». — Одесса: ОГАХ, 2003. — С. 5-6. (Приложение к журналу «Холодильная техника и технология». — 2003. — № 4.)
5. Об использовании на газокompрессорных станциях МГ вторичных тепловых ресурсов для производства механической работы / **В.В. Притула, М.М. Кологривов, Б.Е. Патон и др.** // Холодильная техника и технология. — 2007. — № 4. — С. 32-39.