

УДК 621.57

**ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ РОССИЙСКИХ АБСОРБЦИОННЫХ  
ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ НА ПГУ-ТЭС****Д.Г. Мухин<sup>1,2</sup>, К.И. Степанов<sup>2</sup>, С.Л. Елистратов<sup>1</sup>**<sup>1</sup>*Новосибирский государственный технический университет*<sup>2</sup>*Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН*

Электрическая мощность энергоустановок на базе газовых турбин (ГТУ) уменьшается с ростом температуры воздуха и как следствие снижения его массового расхода на входе в компрессор. Это делает актуальным разработку методов повышения плотности воздуха за счет понижения его температуры при работе в жарких засушливых регионах и регионах с тропическим влажным климатом. Для охлаждения воздуха предложено использовать абсорбционные холодильные машины (АБХМ). Показано, что для охлаждения воздуха в сухом жарком климате достаточно использовать АБХМ с одноступенчатой абсорбцией. Для влажного тропического климата, где требуется более глубокое охлаждение воздуха с одновременным понижением его влагосодержания, предлагается использовать АБХМ с двухступенчатой абсорбцией, которые способны вырабатывать холод отрицательных температур. Для этого предложено ввести в состав стандартной промышленной конструкции АБХМ с одноступенчатой абсорбцией дополнительный блок испарения и абсорбции с периферийным оборудованием. Произведена оценка сравнительной энергетической эффективности АБХМ стандартной конструкции и АБХМ с двухступенчатой абсорбцией при охлаждении воздуха на входе в компрессор ГТУ. Для таких критически важных для экономики России объектов, как газоперекачивающие станции с использованием ГТУ, предложена установка АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и отводом теплоты абсорбции водоворотными системами охлаждения на основе градилен либо при помощи аппаратов воздушного охлаждения (драйкулеров) с возможностью отключения при необходимости дополнительного блока испарения и абсорбции.

*Ключевые слова:* газотурбинная энергетическая установка, абсорбционная холодильная машина, двухступенчатая абсорбция, энергетическая эффективность, охлаждение воздуха, выносной блок испарения и абсорбции.

DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-39-49

**Введение**

Парогазовые электростанции (ПГУ-ТЭС) являются современным трендом развития мировой теплоэнергетики [1]. Коэффициент полезного действия по выработке электроэнергии в системе «газотурбинная установка (ГТУ) – котел-утилизатор дымовых газов – паровая турбина» достигает 60 % [2]. Электрическая мощность ПГУ-ТЭС определяется массовым расходом воздуха, который зависит от плотности и температуры воздуха на входе в компрессор ГТУ. Высокая температура окружающего воздуха ограничивает массовый расход воздуха и снижает выходную мощность газовой турбины. По разным данным повышение температуры воздуха на 5 °С приводит к снижению номинальной мощности ГТУ на 3,2 % [2], а по данным [3] – на 1 % при повышении температуры воздуха на 1 °С. Это обстоятельство делает актуальным задачу снижения температуры воздуха на входе в ГТУ в летний период работы и особенно в тропических влажных и жарких засушливых регионах.

Оценка энергетической эффективности АБХМ для условий охлаждения дутьевого воздуха на входе в ГТУ выполнена в рамках государственного задания ИТ СО РАН АААА-А17-121031800229-1.

Основным техническим решением для повышения эффективности работы ГТУ в таких условиях является искусственное охлаждение воздуха на входе в компрессор. Для этого во всасывающий воздуховод устанавливается теплообменник с развитой поверхностью теплообмена со стороны воздуха и каплеуловительная система с отводом влаги. В трубное пространство теплообменника подается жидкость, охлажденная в холодильной машине.

Охлаждение может производиться с помощью электроиспользующих парокompрессионных (ПКТТ) и теплоиспользующих абсорбционных бромистолитиевых (АБТТ) термотрансформаторов. ПКТТ для охлаждения практически не используются, так как для их работы необходимо затратить значительную часть вырабатываемой электроэнергии [3], что является их существенным недостатком. Для обеспечения работы АБТТ в режиме производства холода положительных и отрицательных температур используют высокопотенциальную тепловую энергию, источники которой имеются на тепловых электростанциях. Таким образом, применение АБТТ, работающих в режиме холодильных машин (АБХМ), является наиболее целесообразным для охлаждения воздуха на входе в ГТУ для увеличения мощности ПГУ-ТЭЦ.

### 1. АБТТ с одноступенчатой абсорбцией и десорбцией

Принцип работы простейшего АБТТ с одноступенчатой абсорбцией и десорбцией (рис. 1) основан на способности водного раствора бромида лития поглощать водяной пар, имеющий в равновесном состоянии более низкую температуру, чем раствор [4]. Благодаря этому возможна передача низкопотенциального тепла от охлаждаемой среды на более высокий температурный уровень, который пригоден либо для сброса в атмосферу (как в АБХМ), либо используется для нагрева жидкости, как это происходит в тепловых насосах (АБТН). Таким образом, в АБХМ полезным продуктом является вода, охлажденная в испарителе. В АБТН продуктом является горячая вода, последовательно нагреваемая в абсорбере и конденсаторе. Внутри АБТТ давление существенно ниже атмосферного, что исключает попадание рабочего тела в охлаждаемую и нагреваемую среду. Хладагентом в этих машинах, как правило, также является вода. В качестве греющего источника в АБТТ могут быть использованы водяной пар, горячая вода, природный газ и сбросные дымовые газы.

Показателем энергетической эффективности АБТТ, работающего в режиме холодильной машины (АБХМ), является значение безразмерного холодильного коэффициента [5]:

$$\eta = \frac{Q_0}{Q_h},$$

где  $Q_0$  – холодопроизводительность, Вт;  $Q_h$  – мощность, подводимая к генератору АБТТ, Вт.

Значения коэффициента  $\eta$  колеблются в широких пределах в зависимости от соотношения параметров внешних теплоносителей – охлаждаемой, охлаждающей жидкостей и греющего источника. Таким образом, для оценки энергетической эффективности АБТТ в условиях охлаждения воздуха перед компрессором ГТУ необходимо определить рабочие диапазоны параметров внешних теплоносителей. Кроме того, для подбора конкретного типа АБТТ необходимо определить греющие источники, доступные на ПГУ-ТЭЦ.

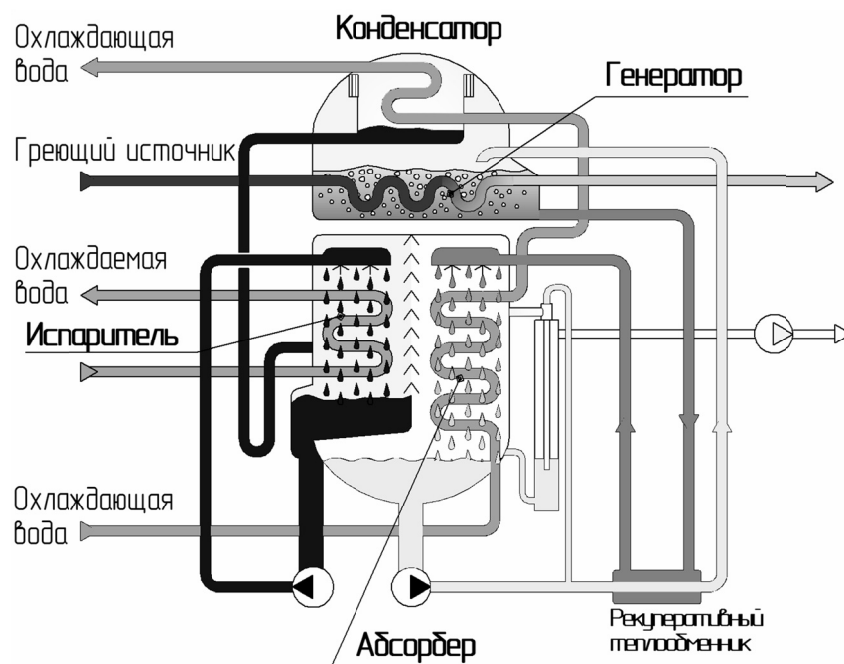


Рис. 1 – Принципиальная схема АБТТ с одноступенчатой абсорбцией и одноступенчатой десорбцией водно-солевого раствора

Fig. 1 – Schematic diagram of LBATT with one-stage absorption and one-stage desorption of a water-salt solution

## 2. Влияние температуры и относительной влажности воздуха на выбор технологии охлаждения

Одна из возможных схем охлаждения воздуха для ГТУ в составе ПГУ-ТЭЦ с помощью АБХМ представлена на рис. 2.

Согласно [3] ГТУ выдает номинальную мощность при температуре воздуха  $15^{\circ}\text{C}$  и относительной влажности 60 %. Таким образом, вместе с задачей охлаждения воздуха актуальной является задача по поддержанию его влажности. В условиях сухого жаркого климата относительная влажность воздуха днем может быть в пределах 25...30 %. В этом случае достижение параметров воздуха, соответствующих номинальным условиям, может быть осуществлено путем прямого охлаждения в теплообменнике бесконтактного типа. Например, для исходных значений температуры атмосферного воздуха  $29^{\circ}\text{C}$  и относительной влажности 25 % его охлаждение до  $15^{\circ}\text{C}$  увеличивает влажность до 60 %. Принципиально важно, что конденсации влаги в воздушном потоке не наблюдается. В этом случае целесообразно применение АБТТ простейшей конструкции (рис. 1) с одноступенчатой абсорбцией и десорбцией водно-солевого раствора, обеспечивающей выработку холода положительных температур.

В условиях влажного (тропического) жаркого климата относительная влажность воздуха днем может достигать 70...80 %. Прямое охлаждение такого воздуха до температуры  $15^{\circ}\text{C}$  приведет к тому, что его влажность достигнет 100 % и начнется конденсация водяного пара. Попадание капель влаги в воздушный тракт может привести к возникновению аварийной ситуации. В этом случае

достижение номинальных параметров работы существенно усложняется. Необходимо понизить температуру воздуха ниже  $15^{\circ}\text{C}$  с отводом капельной влаги, а затем при необходимости подогреть воздух до температуры  $15^{\circ}\text{C}$  с понижением его влажности до безопасных 60 %. Оценки показывают, что воздух в данном случае необходимо первоначально охлаждать до температуры  $7,0...7,5^{\circ}\text{C}$  в жидкостно-воздушном теплообменнике. Затем от него необходимо отвести влагу в каплеотделителе и только после этого воздух при необходимости подогреть в теплообменнике за счет теплоты сбросных дымовых газов (отдельный подогреватель воздуха, как правило, уже встроен в воздухопровод компрессора, так как в зимний период требуется подогревать воздух на входе в ГТУ).

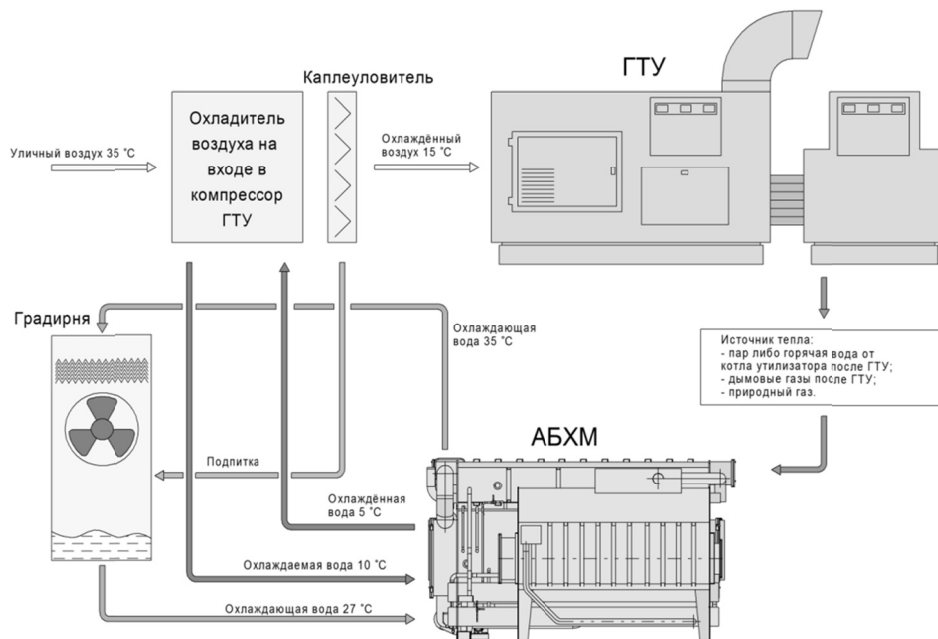


Рис. 2 – Схема охлаждения воздуха на входе ГТУ с помощью АБХМ

Fig. 2 – Scheme of air cooling at the inlet of the GT using ABKhM

Для определения требуемой температуры охлажденной жидкости, поступающей из АБХМ в охладитель воздуха, необходимо определить температурный напор на «холодном конце» охладителя (разность температур между охлажденным воздухом и охлажденной жидкостью на входе в охладитель противоточного типа). Данную величину можно принять по аналогии с принимаемой разностью температур при подборе мощности драйкулеров [6]. В соответствии со стандартом ENV 1048 величина температурного напора на холодном конце составляет не менее  $10^{\circ}\text{C}$ . Безусловно, в драйкулерах можно охладить жидкость с меньшим температурным напором, однако это приведет к существенному увеличению поверхности теплообмена и соответственно к возрастанию массы аппарата и электрической мощности вентиляторов. Кроме того, имеются конструктивные ограничения для размещения воздухоохладителя в ограниченном пространстве входного воздухопровода ГТУ. Увеличение размеров охладителя приведет также к росту гидравлических потерь и снижению производительности ГТУ.

Таким образом, температуру охлажденной жидкости от АБХМ на входе в охладитель воздуха для сухого климата можно принять равной 5 °С, а для влажного климата – минус 1 ...3 °С. Во втором случае необходимо использовать более совершенные схемы АБТТ, чем представленную на рис. 1 с одноступенчатыми абсорбцией и десорбцией.

### **3. Выбор охлаждающих и греющих источников для АБХМ**

Стандартным источником охлаждающей среды для АБХМ является градирня (рис. 2), способная охлаждать воду в летний период до температуры 26...29 °С. На ТЭЦ имеется обратная вода, необходимая для отвода тепла конденсации после паровой турбины. Этой водой можно охлаждать аппараты АБХМ: абсорбер и конденсатор.

Однако существуют энергетические установки на базе ГТУ без паровой турбины. Это газоперекачивающие станции, имеющие существенное значение для экономики России. В этом случае полноценная обратная система, как правило, отсутствует и для АБХМ потребуются установка индивидуальных градирен. Следует учитывать, что такие системы требуют для своей работы обессоленную подпиточную воду, которая не всегда может быть в наличии в полевых условиях (характерно для степных зон расположения газопроводов в России). Воздушное охлаждение в данном случае является базовым вариантом, обеспечивающим работоспособность АБТТ.

На ПГУ-ТЭЦ имеется в наличии несколько видов греющих источников для АБХМ (см. рис. 2). Основным греющим источником является природный газ. Этот источник имеется на большинстве российских ТЭЦ. Для выполнения задачи поддержания производительности ГТУ, особенно в период летних пиковых нагрузок, проблема экономии природного газа не стоит так остро, как зимой. Кроме того, применение этого греющего источника в АБХМ не влияет на производительность ГТУ.

Альтернативными греющими источниками для АБХМ являются сбросные дымовые газы после ГТУ и водяной пар от отборов паровой турбины. Сбросные дымовые газы можно подавать непосредственно в генератор АБХМ соответствующего типа. Можно также установить в выхлопную трубу ГТУ подогреватель воды и подавать горячую воду в АБХМ. Данные решения являются оптимальными с точки зрения энергосбережения, так как отработанные дымовые газы являются сбросным источником. Однако установка препятствий на пути выхода дымовых газов из ГТУ и котла-утилизатора может снизить производительность ГТУ. Для этого может потребоваться установка дымососа на выходе из генератора АБХМ либо подогревателя воды, а также на выхлопной трубе ГТУ, что приведет к дополнительным затратам электроэнергии. В случае использования в качестве греющего источника для АБХМ пара из отбора турбины также может быть потеряна часть мощности ПГУ.

Таким образом, при выборе греющего источника для АБХМ следует оценивать важность двух критериев: экономию потребления топлива и максимальную выработку электроэнергии для обеспечения потребностей в охлаждении в самый жаркий летний период.

### **4. АБТТ с двухступенчатой абсорбцией и десорбцией для глубокого охлаждения воздуха на входе в ГТУ**

Выше было показано, что в зависимости от исходной влажности охлаждаемого воздуха должны использоваться различные типы АБХМ.

Для относительно сухого воздуха с влажностью 25...30 % могут быть использованы стандартные промышленные АБХМ с одноступенчатой абсорбцией и одноступенчатой либо двухступенчатой десорбцией. АБХМ данного типа способны охлаждать жидкость до 5 °С при температуре охлаждающей воды на входе 26...28 °С. Такие простые АБХМ производятся как в России, так и за рубежом.

Для охлаждения влажного воздуха до температуры 7 °С жидкость, подаваемую в охладитель, необходимо охлаждать до минус 1...3 °С. С такой задачей может справиться АБХМ с двухступенчатой абсорбцией. Данный тип АБХМ способен охлаждать жидкость до минус 5 °С при охлаждающей воде на входе 26...28 °С. Информация о серийном производстве таких машин в мире в настоящее время отсутствует. Имеются сведения, что их ранее производили в Японии [7], однако никаких подробностей о их производстве и эксплуатации в настоящее время авторами не найдено. Однако такой тип АБХМ может быть разработан и серийно выпускаться на предприятиях Российской Федерации.

Для этого авторами предлагается оснастить стандартные промышленные АБХМ специальным дополнительным блоком испарения и абсорбции с соответствующим периферийным оборудованием. При необходимости с помощью герметичной трубопроводной арматуры этот блок может быть отключен для работы АБХМ в режиме с одноступенчатой абсорбцией (рис. 3).

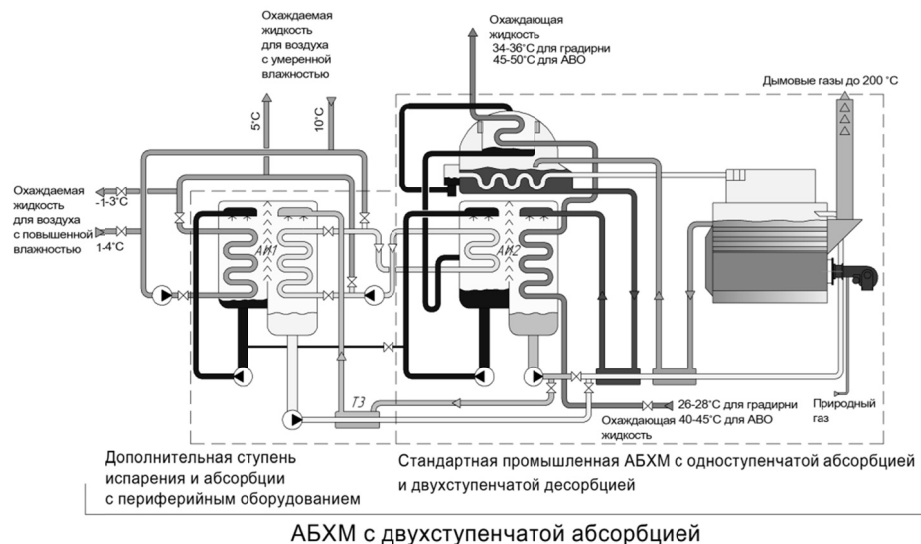


Рис. 3 – Схема АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией

Fig. 3 – Scheme of LBAC with two-stage absorption and two-stage desorption

Уникальной особенностью АБХМ с двухступенчатой абсорбцией является возможность работы при большой разнице температур между охлажденной и охлаждающей жидкостями. В определенных условиях эта разница температур может достигать 50 °С. При выработке холода положительных температур от АБХМ с двухступенчатой абсорбцией можно отводить тепло при помощи аппарата воздушного охлаждения (АВО). Например, в АБХМ охлаждение жидкости до 5 °С можно производить при подаче охлаждающей жидкости с температурой 40...45 °С. Таким образом, при установке АБХМ с двухступенчатой абсорбцией можно отказаться от градирни, требующей для своей работы значительное количество обессоленной подпиточной воды.

В системе газопроводов России значительная часть газоперекачивающих станций на базе ГТУ не имеет полноценных оборотных систем с градирнями оросительного типа. Авторами настоящей работы на данных объектах предлагается установка АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и с охлаждением от АВО.

### 5. Оценка допустимых пределов энергетической эффективности АБХМ при охлаждении воздуха на входе в ГТУ

Оптимальной схемой АБХМ, позволяющей максимально снизить потребление теплоты греющего источника, является схема с двухступенчатой десорбцией. Двухступенчатую десорбцию можно обеспечить различными способами: сжигая в генераторе (десорбере) природный газ, используя теплоту сбросных дымовых газов ГТУ с температурой свыше 275 °С или водяного пара с давлением 0,7...0,8 МПа. Для расчета цикла АБХМ с одноступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией использованы соотношения из [8], а для расчета АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией – расчетные зависимости, представленные в работах [9, 10].

На рис. 4, 5 и 6 представлены расчетные зависимости теплового коэффициента  $\eta$  для АБХМ с одноступенчатой и двухступенчатой абсорбцией в зависимости от температур охлажденной  $ts2$  и охлаждающей жидкости на входе  $tw1$ .

Рис. 4 – Зависимость теплового коэффициента  $\eta$  АБХМ с одноступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией от температуры охлажденной жидкости  $ts2$  при различных значениях температуры охлаждающей жидкости  $tw1$  из градирни

Fig. 4 – Dependence of the thermal coefficient  $\eta$  of LBAC with one-stage absorption and two-stage desorption on the temperature of the cooled liquid  $ts2$  at various values of the temperature of the cooling liquid  $tw1$  from the cooling tower

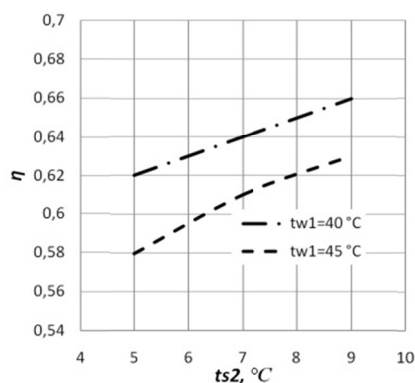
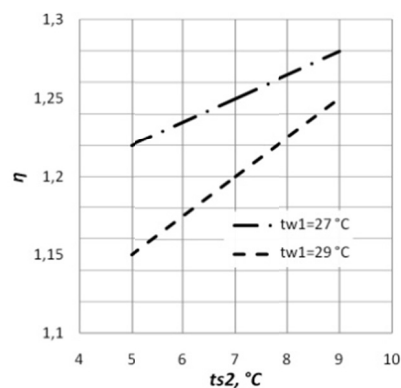


Рис. 5 – Зависимость теплового коэффициента  $\eta$  для АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией от температуры охлажденной жидкости  $ts2$  при различных значениях температуры охлаждающей жидкости  $tw1$  из АВО

Fig. 5 – Dependence of the thermal coefficient  $\eta$  for LBAC with two-stage absorption and two-stage desorption on the temperature of the cooled liquid  $ts2$  at different values of the temperature of the cooling liquid  $tw1$  from ABO

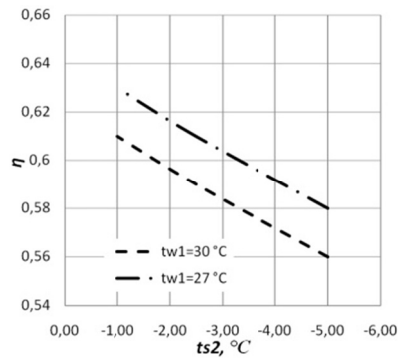


Рис. 6 – Зависимость теплового коэффициента  $\eta$  для АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией от температуры охлаждающей жидкости  $ts2$  с отрицательными значениями при различных значениях температуры охлаждающей жидкости  $tw1$  из градирни

Fig. 6 – Dependence of the thermal coefficient  $\eta$  for LBAC with two-stage absorption and two-stage desorption on the temperature of the cooled liquid  $ts2$  with negative values at different temperatures of the cooling liquid  $tw1$  from the cooling tower

Расчет достижимых значений тепловых коэффициентов  $\eta$  для АБХМ производился с допущениями. Принята максимально возможная зона дегазации по рабочему телу – абсорбенту водному раствору бромида лития. При этом верхнее значение концентрации раствора принято 63,5 %. Значения внутренних необратимых потерь минимизированы за счет применения эффективных пластинчатых теплообменников. Для получения отрицательных температур охлаждения в АБХМ с двухступенчатой абсорбцией в дополнительном блоке испарения и абсорбции использовался специальный хладагент – 15%-й водный раствор бромида лития, который не замерзает до минус  $10^\circ\text{C}$ .

### Заключение

Охлаждение дутьевого воздуха на входе в ГТУ технически возможно с помощью АБХМ. При этом для сухого климата можно применять стандартные промышленные АБХМ с одноступенчатой абсорбцией, для влажного климата целесообразно применение АБХМ с двухступенчатой абсорбцией. Тепловой коэффициент АБХМ с одноступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией варьируется в пределах от 1,15 до 1,28 в зависимости от температуры охлаждения и температуры охлаждающей воды на входе. Для АБХМ с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой десорбцией тепловой коэффициент примерно в два раза ниже, при этом самые низкие значения коэффициента АБХМ будут при выработке холода отрицательных температур. Несмотря на такую большую разницу в эффективности и стоимости (стоимость увеличивается примерно в 1,5 раза за счет дополнительного блока испарения и абсорбции, а также периферийного оборудования), АБХМ обоих типов могут быть применены для охлаждения воздуха на входе в ГТУ. В условиях российского мелкосерийного и штучного (одна-три машины в год) производства АБХМ с двухступенчатой абсорбцией может быть изготовлена путем оснащения стандартной промышленной АБХМ дополнительной ступенью испарения и абсорбции, которая может размещаться отдельно от основной части. В этих АБХМ, при необходимости, можно отключать дополнительную ступень для повышения эффективности и холодопроизводительности. Это обусловлено тем, что параметры влажности и температуры могут меняться в течении лета, поэтому далеко не всегда необходимо вести процесс охлаждения при нулевых и отрицательных температурах.

На газоперекачивающих станциях с ГТУ, не имеющих водооборотных систем с градирнями, наиболее целесообразно применение АБХМ с двухступенчатой абсорбцией. В данном случае процесс охлаждения в АБХМ можно производить с отводом теплоты через АВО, не требующем для своей работы обессоленной подпиточной воды [10].

В дальнейших работах предполагается определение реальных значений тепловых коэффициентов АБХМ на экспериментальных стендах.



## ЛИТЕРАТУРА

1. **Сахин В.В.** Устройство и действие энергетических установок. Кн. 2. Газовые турбины. Теплообменные аппараты / Балтийский государственный технический университет «Военмех». – СПб.: БГТУ, 2015. – 133 с.
2. **Sarabpreet S., Kumar R.** Ambient air temperature effect on power plant performance // *International Journal of Engineering Science and Technology*. – 2012. – Vol. 4, N 8. – P. 3916–3923.
3. **Mohanty B., Paloso G.** Enhancing gas turbine performance by intake air cooling using an absorption chiller // *Heat Recovery Systems and CHP*. – 1995 – Vol. 15, N 1. – P. 41–50. – DOI: 10.1016/0890-4332(95)90036-5.
4. **Соколов Е.Я., Бродянский В.М.** Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. – М.: Энергия, 1967. – 336 с.
5. Абсорбционные преобразователи теплоты: монография / А.В. Бараненко, Л.С. Тимофеевский, А.В. Долотов, А.В. Попов. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2005. – 338 с.
6. Драйкулеры / сухие охладители Terma. Каталог. – URL: <https://cht-ltd.ru/upload/iblock/8ba/8ba92ea27ac7582b5040715ae9584175.pdf> (дата обращения: 12.12.2022).
7. **Uchida S., Nishiguchi A.** Low temperature absorption refrigeration machine with water-LiBr mixed refrigerant // *Refrigeration*. – 2006. – Vol. 81 (946). – P. 618–621.
8. Анализ COP термодинамического цикла АБХМ с двухступенчатой абсорбцией при получении отрицательных температур охлаждения / К.И. Степанов, Д.Г. Мухин, О.В. Волкова, А.В. Бараненко // *Вестник Международной академии холода*. – 2016. – № 1. – С. 86–92.
9. **Степанов К.И., Мухин Д.Г.** Анализ эффективности абсорбционного бромистолитиевого термотрансформатора (АБТТ) с двухступенчатой абсорбцией в составе газифицированных энергетических установок // *Теплоэнергетика*. – 2021. – № 1. – С. 43–51. – DOI: 10.1134/S0040363620120097.
10. **Stepanov K.I., Mukhin D.G.** Energy efficiency of an absorption thermotransformer with two-stage absorption as part of a heat and cold supply complex based on a gas boiler house // *Journal of Physics: Conference Series*. – 2021. – Vol. 2119. – P. 012105. – DOI: 10.1088/1742-6596/2119/1/012105.

PROSPECTS FOR APPLICATION OF RUSSIAN ABSORPTION  
THERMAL TRANSFORMERS AT CCGT-CHPP**Mukhin D.G.<sup>1,2</sup>, Stepanov K.I.<sup>2</sup>, Elistratov S.L.<sup>1</sup>**<sup>1</sup>*Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk, Russia*<sup>2</sup>*Kutateladze Institute of Thermophysics, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, Novosibirsk, Russia*

The electrical power of power plants based on gas turbines (GT) decreases with an increase in air temperature and, as a result, a decrease in its mass flow at the compressor inlet. This makes it relevant to develop methods for increasing air density by lowering its temperature when working in hot arid regions and regions with a tropical humid climate. To cool the air, it is proposed to use absorption chillers (LBAC). It is shown that for air cooling in a dry hot climate, it is sufficient to use LBAC with single-stage absorption. For a humid tropical climate, where deeper air cooling is required with a simultaneous decrease in its moisture content, it is proposed to use ABCM with two-stage absorption, which are capable of producing cold at negative temperatures. To do this, it is proposed to introduce an additional evaporation and absorption unit with peripheral equipment into the standard industrial design of the LBAC with single-stage absorption. Comparative energy efficiency of LBAC of standard design and LBAC with two-stage absorption during air cooling at the GT compressor inlet has been evaluated. For such critical facilities for the Russian economy as gas pumping stations using gas turbines, an LBAC unit with two-stage absorption and removal of absorption heat by water-circulating cooling systems based on cooling towers, or using air

coolers (drycoolers) with the ability to turn off an additional evaporation unit if necessary, is proposed. and absorption.

**Keywords:** gas turbine power plant, absorption chiller, two-stage absorption, energy efficiency, air cooling, remote evaporation and absorption unit.

DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-39-49

#### REFERENCE

1. Sakhin V.V. *Ustroistvo i deistvie energeticheskikh ustanovok*. Kn. 2. *Gazovye turbiny. Teploobmennyye apparaty* [The device and operation of power plants. Bk. 2. Gas turbines]. St. Petersburg, BSTU "Voenmeh" Publ., 2015. 133 p.
2. Sarabpreet S., Kumar R. Ambient air temperature effect on power plant performance. *International Journal of Engineering Science and Technology*, 2012, vol. 4, no. 8, pp. 3916–3923.
3. Mohanty B., Paloso G. Enhancing gas turbine performance by intake air cooling using an absorption chiller. *Heat Recovery Systems and CHP*, 1995, vol. 15, no. 1, pp. 41–50. DOI: 10.1016/0890-4332(95)90036-5.
4. Sokolov E.Ya., Brodyanskii V.M. *Energeticheskie osnovy transformatsii tepla i protsessov okhlazhdeniya* [Energy bases of heat transformation and cooling processes]. Moscow, Energiya Publ., 1967. 336 p.
5. Baranenko A.V., Timofeevskii L.S., Dolotov A.V., Popov A.V. *Absorbtsionnye preobrazovateli teploty* [Absorption heat converters]. St. Petersburg, SPbGUNIPT Publ., 2005. 338 p.
6. Dry coolers/dry coolers Terma. Catalog. (In Russian). <https://cht-ltd.ru/upload/iblock/8ba/8ba92ea27ac7582b5040715ae9584175.pdf> (accessed 12.12.2022).
7. Uchida S., Nishiguchi A. Low temperature absorption refrigeration machine with water-LiBr mixed refrigerant. *Refrigeration*, 2006, vol. 81 (946), pp. 618–621. (In Japanese).
8. Stepanov K.I., Mukhin D.G., Volkova O.V., Baranenko A.V. Analiz COP termodinamicheskogo tsikla ABKhM s dvukhstupenchatoi absorbtsiei pri poluchenii otritsatel'nykh temperatur okhlazhdeniya [Analysis of COP thermodynamic cycle LBAC with two-level absorption when obtaining negative temperatures of cooling]. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda = Journal of International Academy of Refrigeration*, 2016, no. 1, pp. 86–92.
9. Stepanov K.I., Mukhin D.G. Analiz effektivnosti absorbtsionnogo bromistolitiyevogo termotransformatora (ABTT) s dvukhstupenchatoi absorbtsiei v sostave gazifitsirovannykh energeticheskikh ustanovok [Efficiency of a lithium bromide absorption thermotransformer with two-stage absorption in the structure of gasified power plants]. *Teploenergetika = Thermal Engineering*, 2021, no. 1, pp. 43–51. DOI: 10.1134/S0040363620120097. (In Russian).
10. Stepanov K.I., Mukhin D.G. Energy efficiency of an absorption thermotransformer with two-stage absorption as part of a heat and cold supply complex based on a gas boiler house. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, vol. 2119, p. 012105. DOI: 10.1088/1742-6596/2119/1/012105.

#### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ



**Елистратов Сергей Львович** – родился в 1954 году, д-р техн. наук, доцент, профессор, кафедра ТЭС, НГТУ. Область научных интересов: теплоэнергетика, тепловые насосы, энергосбережение, термодинамика теплообмена. Опубликовано 150 научных работ. (Адрес: Россия, 630073, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20. E-mail: elistratov.sl@yandex.ru).

**Elistratov Sergey Lvovich** – born in 1954, Doctor of Sciences (Eng.), Associate Professor, Professor, Department of «Thermal Power Stations», NSTU. Research interests: thermal power engineering, heat pumps, energy saving, thermodynamics, heat and mass transfer. Published 150 scientific papers. (Address: 20, Karl Marx Av., Novosibirsk, 630073, Russia. E-mail: elistratov.sl@yandex.ru).



**Мухин Дмитрий Геннадьевич** – родился в 1979 году, аспирант, кафедры ТЭС, НГТУ. Область научных интересов: абсорбционные тепловые насосы и холодильные машины, энергосбережение, вакуумные выпарные установки, аппараты мгновенного вскипания. Опубликовано 20 научных работ. (Адрес: Россия, 630073, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20. E-mail: mukhindg@mail.ru).

**Mukhin Dmitry Gennadievich** – born in 1979, post-graduate student, Department of «Thermal Power Stations», NSTU, NSTU. Research interests: absorption heat pumps and chillers, energy saving, vacuum evaporators, flashing devices. Published 20 scientific papers. (Address: 20, Karl Marx Av., Novosibirsk, 630073, Russia. E-mail: mukhindg@mail.ru).



**Степанов Константин Ильич** – родился в 1986 году, канд. техн. наук, главный инженер, Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук (ИТ СО РАН). Область научных интересов: абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы, энергосбережение, вакуумные выпарные установки, аппараты мгновенного вскипания, теплообменное оборудование, тепломассоперенос. Опубликовано 17 научных работ. (Адрес: 630090, Россия, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева, д. 1. E-mail: stepanov\_ki@mail.ru ).

**Stepanov Konstantin Ilyich** – born in 1986, Ph.D., Candidate of Sciences (Eng.), Kutateladze Institute of Thermophysics of the Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences (IT SB RAS). Research interests: absorption refrigeration machines and heat pumps, energy saving, vacuum evaporators, flashers, heat exchange equipment, heat and mass transfer. Published 17 scientific papers. (Address: 1, Ac. Lavrentiev Av., Novosibirsk, 630090, Russia. E-mail: stepanov\_ki@mail.ru).

*Статья поступила 31.10.2022 г.*

*Received October 31, 2022*

---

To Reference:

Mukhin D.G., Stepanov K.I., Elistratov S.L. Perspektivy primeneniya rossiiskikh absorbtionnykh termotransformato-rov na PGU-TETs [Prospects for application of Russian absorption thermal transformers at CCGT-CHPP]. *Doklady Akademii nauk vysshei shkoly Rossiiskoi Federatsii = Proceedings of the Russian higher school Academy of sciences*, 2022, no. 4 (57), pp. 39–49. DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-39-49.