

УДК 621.577

Д. Х. ХАРЛАМПИДИ, канд. техн. наук

В. А. ТАРАСОВА, канд. техн. наук

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков

## К ВОПРОСУ ПРИМЕНЕНИЯ ВОЗДУШНОГО ТЕПЛОАСОСНОГО ЦИКЛА БРАЙТОНА ДЛЯ СИСТЕМ ТЕПЛОХЛАДОСНАБЖЕНИЯ СТАНЦИЙ МЕТРОПОЛИТЕНОВ

*Рассмотрены вопросы реализации схемных решений систем теплохладоснабжения станций метрополитена на базе воздушно-компрессионных теплонасосных и холодильных установок. Проведена оптимизация параметров обратного цикла Брайтона с учетом ограничений связанных с температурными режимами системы тоннельной вентиляции станции.*

*Розглянуті питання щодо реалізації схемних рішень систем теплохладопостачання станцій метрополітену на базі повітряно-компресійних теплонасосних та холодильних установок. Проведено оптимізацію параметрів зворотного циклу Брайтона з урахуванням обмежень що пов'язані з температурними режимами тунельної вентиляції станції.*

### Введение

В настоящее время при проектировании и строительстве новых станций метрополитена традиционно предусмотрено сооружение отдельно функционирующих систем обеспечения микроклимата (отопления, вентиляции, кондиционирования), что приводит к высокому энергопотреблению станций и завышению в проектах новых станций стоимостных показателей этих систем. Между тем известно, что эксплуатация внутреннего технологического оборудования подземных сооружений метрополитена (ПСМ) сопряжена с образованием значительных теплоизбытков, утилизация которых традиционными методами зачастую нерациональна ввиду их низкого температурного уровня. Кроме того, фактически не используется тепловой потенциал, вмещающего подземные сооружения, грунтового массива.

Единственным на сегодняшний день средством, способным рационально использовать ресурс сбросной теплоты тоннельной вентиляции и технологического оборудования станций метрополитена, преобразуя ее в теплоту пригодную для теплоснабжения, являются теплонасосные установки (ТНУ). Внедрение в системы обеспечения микроклимата ПСМ ТНУ позволит эффективно совмещать функции систем кондиционирования и отопления, обеспечив при этом снижение объемов централизованного теплоснабжения для проектируемых станций. Создание таких альтернативных систем потребует немалых капитальных затрат, поэтому их целесообразность должна технически и экономически обосновываться с учетом целого ряда факторов (климатических условий, архитектурно-планировочных решений ПСМ, условий эксплуатации и т. д.).

В связи с этим, вопрос разработки новых схемных решений, методик проектирования и оптимизации теплонасосных систем теплохладоснабжения ПСМ определяет актуальность данной работы.

### Анализ литературы и постановка задачи исследования

Опыт внедрения ТНУ для теплоснабжения объектов метрополитена в Украине и странах СНГ сравнительно небольшой. В 2000 г. сотрудниками ИТТФ НАНУ была разработана и внедрена технологическая схема утилизации избыточного тепловыделения машинного зала эскалаторов при помощи опытной парокompрессионной ТНУ «воздух – воздух» TADIBAN “SKY-90”. В работах [1, 2] показано, что использование парокompрессионных теплонасосных установок в системах местной вытяжной вентиляции обеспечивает заметный эффект энергосбережения в пределах одной станции. Расчетная годовая экономия от снижения потребления метрополитеном энергии от теплосети на станции «Майдан Незалежності» в

г. Киеве составила 17 т у. т. [1]. По предложенной схеме возможно только частичное покрытие тепловой нагрузки станционных сооружений метрополитена. Как правило, потребителями теплоты являются служебные помещения, расположенные под платформой.

В Минском метрополитене установлены 22 ТНУ общей мощностью 403 кВт. В качестве источника теплоты используются как вентиляционные выбросы, так и сточные воды на станции, а также откачиваемая из тоннелей грунтовая вода.

Следует отметить, что перечень схем теплохладоснабжения при помощи парокомпрессионных ТНУ, реализация которых возможна в условиях метрополитена, весьма ограничен [3]. Прежде всего, это связано с имеющимся на станциях объемом и температурным уровнем исходящих воздушных потоков сбросной теплоты систем местной вентиляции. Более широкие перспективы для внедрения альтернативных источников тепловой энергии раскрываются в случае утилизации сбросной теплоты исходящих потоков тоннельной вентиляции, особенно станций глубокого заложения (18–30 м). С учетом теплообмена тоннельного воздуха с грунтовым массивом его температурный потенциал в холодный период года составляет в среднем 14 °С при расходе до 80 м<sup>3</sup>/с [4]. Здесь уже можно говорить о значительном покрытии тепловой и нагрузки всей станции за счет нескольких ТНУ, которые могут эксплуатироваться по разным схемам.

На температурный уровень сбросного воздуха систем вентиляции метрополитена оказывает влияние множество факторов, таких как глубина заложения станции, интенсивность движения поездов, размер пассажиропотока, климатические условия на поверхности и т.д. Для станций, расположенных в центральных районах города и концевых участках линий метро они могут существенно отличаться, а соответственно, будет различным и температурный потенциал сбросной теплоты. Источником низкопотенциальной теплоты являются избыточные пиковые тепловыделения, возникающие при работе подвижного состава, выпрямительных и распределительных устройств аккумуляторных кабельных коллекторов, тягово-понижительных и понижительных электроподстанций. Внедрение ТНУ целесообразно, в первую очередь, на станциях имеющих значительные расходные и тепловлажностные характеристики вытяжного вентиляционного воздуха. Таким тепловым потенциалом обладают станции глубокого заложения, станции пересадки с максимальным пассажиропотоком, а также станции, имеющие прилегающий протяженный подземный переход. Утилизация теплоты вентиляционных выбросов тоннельной вентиляции при помощи ТНУ может обеспечить воздушное отопление наземных объектов торговли и общественного питания, расположенных в непосредственной близости от станции.

В последние годы возрос интерес к применению в системах кондиционирования и отопления воздушных холодильных машин (ВХМ) и воздушных теплонасосных установок (ВТНУ), в основе работы которых лежит обратный цикл Брайтона. Ранее область применения ВХМ в основном ограничивалась специальными системами кондиционирования (в авиации, в шахтах). Достижения современной техники, а именно появление высокоэффективных компрессоров и детандеров, позволили по-новому поставить вопрос о целесообразности использования таких установок в системах теплохладоснабжения. В связи с этим, особую актуальность приобретают работы по наземному использованию авиационных турбодетандеров и турбокомпрессоров, отработавших летный моторесурс, в системах теплохладоснабжения объектов промышленного и гражданского назначения. Областью применения таких «конверсионных» ВХМ могут быть системы вентиляции и отопления станций метрополитенов.

Применение ВХМ для комплексного теплохладоснабжения подземных и надземных объектов метро может быть целесообразно по нескольким причинам. В первую очередь это необходимость охлаждения помещений воздухом при высоком аэродинамическом сопротивлении системы вентиляции метрополитена. Известно [5], что эффективность применения парокомпрессионной машины, работающей в системе охлаждения с противодавлением снижается с увеличением аэродинамического сопротивления системы более 1000 кгс/м<sup>2</sup>. Кроме того, в этом случае необходимо отводить всю теплоту, эквивалентную

работе сжатия вентилятора в водяном теплообменнике. В противном случае эта теплота будет дополнительной нагрузкой на парокompрессионную холодильную машину. Другим фактором, является соответствие ВХМ требованиями взрыво- и пожаробезопасности. В системах вентиляции метрополитена применение холодильных установок, в которых рабочим веществом является фреон, допускается только в исключительных случаях при соответствующем экономическом обосновании. В свою очередь, ВХМ могут обеспечить переменный расход воздуха, быстрый выход на заданный температурный режим, обладают более широким диапазоном изменения температуры, давления и влажности подаваемого воздуха. Воздух здесь является и хладагентом и хладоносителем и рабочим веществом. Кроме того, при прочих равных условиях капитальная стоимость ВХМ меньше, чем у парокompрессионных установок. Высокий уровень шума ВХМ, который является одним из серьезных препятствий для их применения на гражданских и административных объектах в эксплуатационных условиях метрополитена нивелируется. Единственно возможным негативным моментом, который может сдерживать внедрение ВХМ и ВТНУ в системы теплоснабжения метрополитена, является сравнительно высокий удельный расход электроэнергии на производство теплоты и холода. Рациональный выбор условий эксплуатации ВХМ и ВТНУ и оптимизация параметров термодинамического цикла позволит обеспечить сопоставимый уровень затрат энергии по сравнению с парокompрессионными ТНУ.

Известно, что обратный газовый цикл Брайтона, имея относительно низкую эффективность в тоже время, он обладает более широким диапазоном для оптимизации параметров по сравнению с парокompрессионным циклом. При определенных условиях работы ВХМ имеет место максимум холодильного коэффициента и коэффициента преобразования, соответствующий минимальному потреблению энергии. В этой связи практический интерес представляет задача оптимизации параметров термодинамического цикла ВХМ и ВТНУ. Ограничения здесь накладываются требованиями к параметрам вентиляционного воздуха, возможностями технологического оборудования систем вентиляции (уровнем давлений), а также значениями КПД компрессоров и детандеров. Таким образом, холодильный коэффициент или коэффициент преобразования выступает в качестве целевой функции в задаче оптимизации ВХМ и ВТНУ.

### Основная часть

**Цель работы.** На основе анализа традиционных схем теплоснабжения и вентиляции станций метрополитена, стандартной структуры их технологического оборудования, а также параметров и объемов тепловых выбросов предложить новое схемное решение для системы теплоснабжения ПСМ с использованием ВТНУ. Провести оптимизацию параметров обратного цикла Брайтона с учетом ограничений связанных с температурными и влажностными режимами основной тоннельной вентиляции станций метрополитена.

С целью выбора схемы для круглогодичного кондиционирования воздуха ПСМ нами проведен анализ технологических схем ВХМ как с одноступенчатым, так и с двухступенчатым сжатием, а также с открытым и замкнутым циклом. В условиях эксплуатации реверсивной системы вентиляции станции метро целесообразно применение одноступенчатой разомкнутой схемы с открытым циклом (рис. 1).

Реализация этой схемы ВХМ нам представляется следующим образом. В летнем режиме работы ВХМ воздух из помещения расширяется в детандере, далее подогревается до определенной температуры в рекуперативном теплообменнике, после чего поступает на сжатие в компрессор и затем сбрасывается в тоннель, откуда удаляется по перегонным шахтам. Атмосферный воздух через станционную вентиляцию поступает в рекуперативный теплообменник, где охлаждается до необходимой температуры обратным потоком воздуха после детандера.

В зимнем режиме работы ВХМ вытяжной воздух удаляется из помещений, охлаждается в рекуперативном теплообменнике и сбрасывается в атмосферу. Наружный воздух пройдя через систему вентиляции тоннеля поступает в детандер, где расширившись до давления

ниже атмосферного подается на подогрев в рекуперативный теплообменник. Подогретый воздух после теплообменника сжимается компрессором до давления в кондиционируемом помещении. Следует отметить, что воздух подаваемый для обогрева в помещение может быть загрязнен смазочным маслом компрессора. Загрязнение воздуха можно предупредить установкой фильтра на нагнетании.

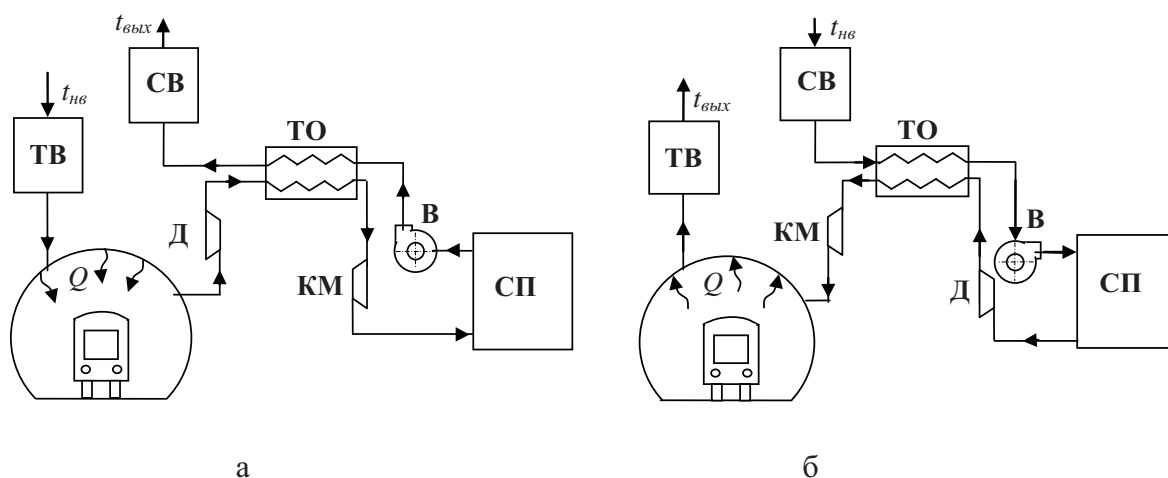


Рис. 1. Принципиальные схемы летнего режима кондиционирования (а) и зимнего режима воздушного отопления (б) помещений станции метро на базе ВХМ: ТВ– тоннельная вентиляция; Д– детандер; ТО– теплообменник; В –вентилятор; КМ – компрессор; СВ – станционная вентиляция; СП –службное помещение;  $t_{нв}$ – температура наружного воздуха;  $t_{вых}$ – температура удаляемого воздуха;

На рис. 2 а представлена принципиальная схема утилизации теплоты тоннельного воздуха при помощи ВТНУ. Схема реализуется следующим образом. ВТНУ работает по замкнутому обратному циклу Брайтона.

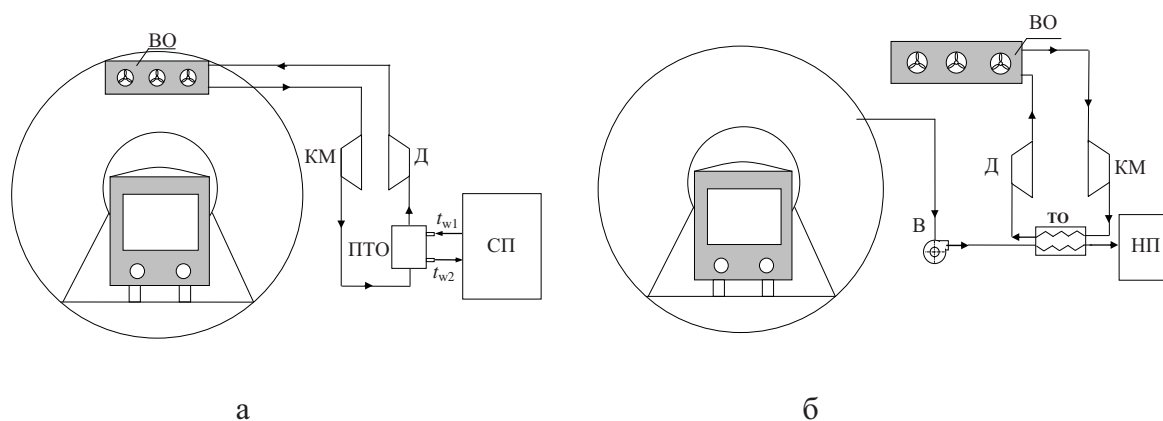


Рис. 2. Принципиальные схемы утилизации теплоты тоннельного воздуха при помощи ВТНУ (а) и догрева тоннельного воздуха при помощи ВТНУ для отопления наземных помещений (б): ВО – воздухоохладитель; КМ – компрессор; Д– детандер; ПТО – пластинчатый теплообменник «воздух-вода»; СП – службные помещения; НП – наземные помещения;  $t_{w1}$ – температура воды на входе в ПТО;  $t_{w2}$ – температура воды на выходе из ПТО

В верхней части тоннеля размещается воздухоохладитель, через который при помощи осевых вентиляторов прокачивается воздух, находящийся в тоннеле. Сжатый в компрессоре воздух поступает в пластинчатый теплообменник, в котором отводится теплота цикла

теплоносителю (воде). Подогретая в теплообменнике вода подается на горячее водоснабжение служебных и бытовых помещений расположенных под платформой станции, а также на воздушно-тепловые завесы. После теплообменника рабочее вещество (воздух) поступает в детандер, где расширившись до нижнего давления в цикле поступает в воздухоохладитель.

На температуру вентиляционного воздуха относительно малое влияние оказывает температура наружного воздуха. Она зависит в первую очередь от режима эксплуатации систем вентиляции станций (реверсивный, нереверсивный). По данным работ [4, 6] для станций Киевского метрополитена температура воздуха в тоннеле в течение всего отопительного периода составляет 11,4–20,9 °С. Следует отметить, что эти температуры незначительно отличаются от аналогичных данных для метрополитенов других городов. Нижняя граница температур соответствует станциям мелкого заложения. Избыточная теплота, которая может быть утилизирована в ВТНУ с учетом ограничения по допустимой температуре охлаждения воздуха в тоннеле, по предварительным расчетам составила 60÷100 кВт. Величина  $Q_0$  рассчитана с использованием рекомендаций работы [4] при минимальном значении расхода воздуха 50 кг/с, необходимого для вентилирования участка тоннеля в феврале месяце.

На рис. 2 б приведена схема ВТНУ с догревом тоннельного воздуха и подачей его на обогрев наземных торговых помещений находящихся вблизи станции метро. Схема также реализует замкнутый цикл Брайтона, однако в качестве источника низкопотенциальной теплоты служит не тоннельный, а наружный воздух. Очевидно, что для данной схемы температурные границы цикла будут наибольшими среди представленных выше схем. В связи с этим, эффективность ее применения во многом зависит выбора оптимальных параметров цикла (степени сжатия, температур на входе в компрессор и детандер и т. д).

Эффективность работы любого термотрансформатора определяется не только способностью обеспечить достаточно высокий коэффициент преобразования энергии, но и устойчивостью (малой чувствительностью) этого коэффициента к влиянию внешней и внутренней необратимости в цикле, изменению температур подвода и отвода теплоты, изменению КПД турбомашин. Чувствительность параметров цикла к влиянию внутренней необратимости накладывает определенные ограничения на использование того или иного типа компрессоров. Например, в регенеративном цикле ВХМ при прочих равных условиях целесообразно использовать центробежные компрессора с низкой степенью сжатия.

На рис. 3–4 приведены зависимости для коэффициента преобразования COP полученные для широкого диапазона изменения температур источника теплоты  $T_{\text{нпт}}$  и потребителя теплоты  $T_{\text{потр}}$ .

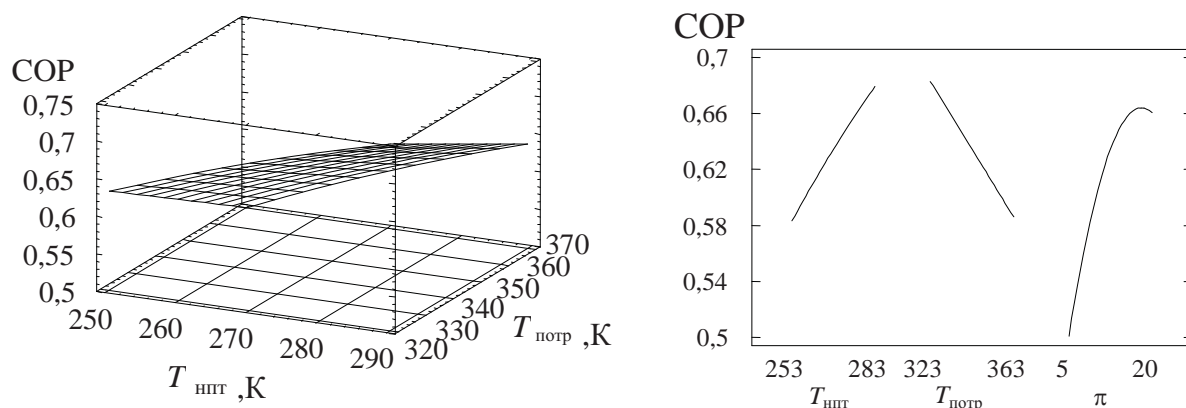


Рис. 3. Изменение коэффициента преобразования COP в зависимости от  $T_{\text{нпт}}$  температуры источника теплоты и  $T_{\text{потр}}$  температуры потребителя теплоты.

Характер влияния факторов на COP при заданных  $\eta_{\text{км}} = 0,8$ ;  $\eta_{\text{дет}} = 0,8$ ;  $\eta_{\text{км}}^{\text{мех}} = 0,85$ ;  $\eta_{\text{дет}}^{\text{мех}} = 0,85$ ;  $\eta_{\text{эл}} = 0,87$

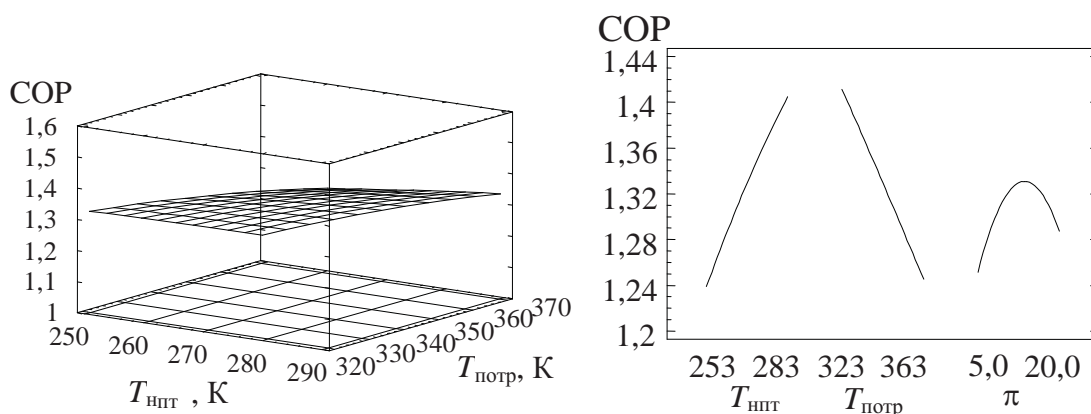


Рис. 4. Изменение коэффициента преобразования COP в зависимости от  $T_{ист}$  температуры источника теплоты и  $T_{потр}$  температуры потребителя теплоты. Характер влияния факторов на COP при заданных  $\eta_{км} = 0,95$ ;  $\eta_{дет} = 0,95$ ;  $\eta_{км}^{мех} = 0,98$ ;  $\eta_{дет}^{мех} = 0,98$ ;  $\eta_{эл} = 0,98$

Расчет цикла проведен с учетом рекомендаций работ [7–9]. Обработка и анализ результатов расчета проводились с использованием программного пакета STATGRAF реализующего метод планирования эксперимента Бокса-Уилсона.

Как можно видеть из рис. 3 и 4 для диапазона изменения температур тоннельного воздуха величина COP меняется незначительно. При низких значениях  $T_{ист} = 260 \div 270$  К, характерных для температур атмосферного воздуха в зимний период COP изменяется больше. Чувствительность COP к изменению  $T_{ист}$  и  $T_{потр}$  увеличивается при уменьшении КПД компрессора  $\eta_{км}$  и детандера  $\eta_{дет}$ . При высоких значениях  $\eta_{км}$  и  $\eta_{дет}$  влияние степени сжатия в цикле  $\pi$  неоднозначно.

При  $\pi = 8$ ;  $T_{ист} = 260$  К;  $T_{потр} = 323$  К;  $\eta_{км} = 0,75$ ;  $\eta_{дет} = 0,75$  увеличение механического КПД компрессора  $\eta_{км}^{мех}$  от 0,85 до 0,99 привело к повышению COP на 16 %. При прочих равных условиях увеличение механического КПД детандера  $\eta_{дет}^{мех}$  от 0,82 до 0,99 привело к повышению COP на 3,8 %. Влияние КПД электропривода  $\eta_{эл}$  на COP не существенно.

На рис. 5 приведена поверхность отклика для COP на изменение степени повышения давления  $\sigma$  и степени сжатия в цикле  $\pi$ . Величина  $\sigma = T_3/T_1$ , где  $T_3$  – температура на входе в детандер,  $T_1$  – температура на входе в компрессор. Из связи параметров в характерных точках цикла ВТНУ следует, что формально  $\sigma$  может задаваться произвольно, поскольку не связано с величинами  $\eta_{км}$ ,  $\eta_{дет}$  и  $\pi$ .

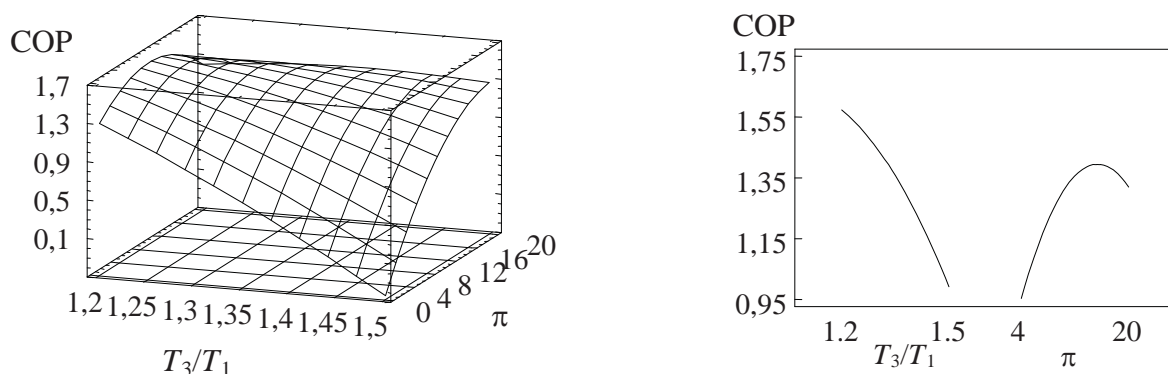


Рис. 5. Изменение коэффициента преобразования COP в зависимости от  $T_3/T_1$  и  $\pi$ . Характер влияния факторов на COP при заданных  $\eta_{км} = 0,95$ ;  $\eta_{дет} = 0,95$ ;  $\eta_{км}^{мех} = 0,98$ ;  $\eta_{дет}^{мех} = 0,98$ ;  $\eta_{эл} = 0,98$

Регрессионное уравнение для COP в зависимости от  $\sigma$  и  $\pi$  имеет следующий вид:

$$COP = 1.56761 + 3.69278 \cdot \sigma - 0.255188 \cdot \pi - 3.27407 \cdot \sigma^2 + 0.267083 \cdot \sigma \cdot \pi - 0.00343229 \cdot \pi^2 \quad (1)$$

Уравнение (1) справедливо для диапазона изменения  $\sigma$  и  $\pi$  указанного на рис. 5.

Для отыскания оптимальной степени сжатия  $\pi_{опт}$  ограничением при варьировании  $\sigma$  является условие  $\eta_{км}(\sigma-1)/\left(\pi^{\frac{k-1}{k}}-1\right) < 1$ , обеспечивающее положительное значение COP. При

заданных  $\eta_{км}$  и  $\eta_{дет}$  необходимо соблюдение следующего условия  $\sigma < 1 + \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_{км}}$ , где  $k$  – показатель адиабаты.

На рис. 6 приведена зависимость оптимальной степени сжатия в цикле  $\pi_{опт}$  от  $T_{нпт}$  и  $T_{потр}$ . Соответствующее регрессионное уравнение имеет следующий вид:

$$\pi_{опт} = -31.3505 - 0.644815T_{нпт} + 0.749167T_{потр} + 0.00296296T_{нпт}^2 + 0.00333333T_{нпт} \cdot T_{потр} + 0.000416667T_{потр}^2 \quad (2)$$

Уравнение справедливо для диапазона изменения  $T_{нпт} = 250-290$  К и  $T_{потр} = 323-363$  К.

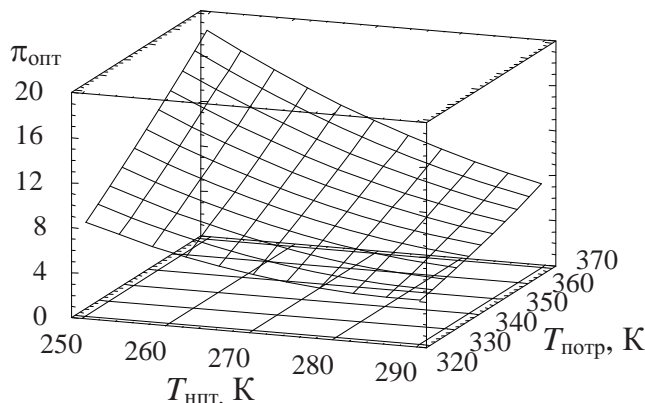


Рис. 6.  $\pi_{опт} = f(T_{нпт}, T_{потр})$  при заданных  $\eta_{км} = 0,95$ ;  $\eta_{дет} = 0,95$ ;  $\eta_{км}^{мех} = 0,98$ ;  $\eta_{дет}^{мех} = 0,98$ ;  $\eta_{эл} = 0,98$

Влияние  $\eta_{км}$  и  $\eta_{дет}$  на COP показано на рис. 7. Как можно видеть величина  $\mu$  значительно более существенно зависит от  $\eta_{дет}$ . Анализ влияния  $\eta_{км}$  и  $\eta_{дет}$  на COP при изменении  $T_{нпт}$  в диапазоне от 250 до 290 К показал, что с понижением  $T_{нпт}$  влияние  $\eta_{км}$  и  $\eta_{дет}$  на COP только усиливается.

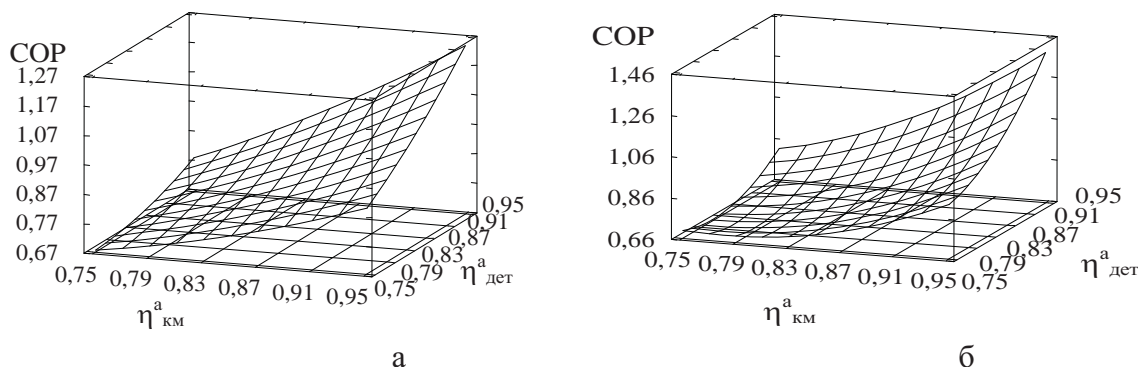


Рис. 7. Изменение COP в зависимости от  $\eta_{км}$  и  $\eta_{дет}$  при заданных:  
 а –  $T_{нпт} = 263$  К и  $T_{потр} = 363$  К;  $\eta_{км}^{мех} = 0,98$ ;  $\eta_{дет}^{мех} = 0,98$ ;  $\eta_{эл} = 0,98$ ;  
 б –  $T_{нпт} = 290$  К и  $T_{потр} = 363$  К;  $\eta_{км}^{мех} = 0,98$ ;  $\eta_{дет}^{мех} = 0,98$ ;  $\eta_{эл} = 0,98$

Согласно данным работы [6] тепловая энергия, которая может быть утилизирована ТНУ в зимний период на одной вентиляционной шахте станции глубокого заложения составляет 387 кВт. Исходя из этой величины нами проведен расчетный анализ расходных характеристик ВТНУ в диапазоне изменения теплопроизводительности  $Q_T = 100\text{--}400$  кВт. На рис. 8 приведена зависимость объемной производительности компрессора  $V_{\text{км}}$  от объемной производительности детандера  $V_{\text{дет}}$ . Полученные зависимости следует использовать в предпроектном анализе при выборе компрессора и детандера ВХМ и ВТНУ для схем, представленных на рис. 2.

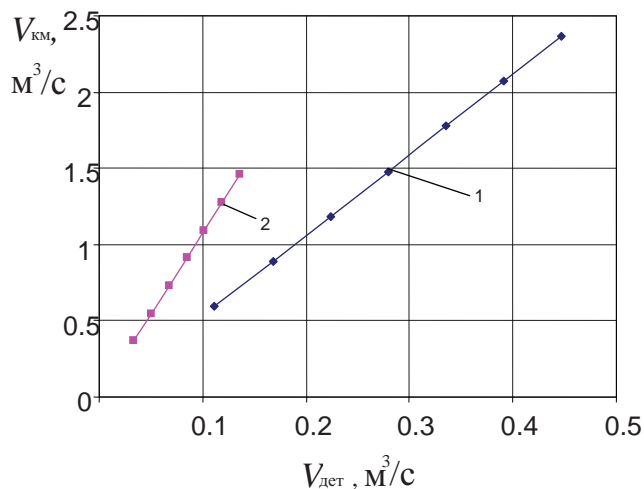


Рис. 8. Сопоставление  $V_{\text{км}}$  и  $V_{\text{дет}}$  в диапазоне изменения  $Q_T = 100\text{--}400$  кВт.

1. Расчетный режим  $T_{\text{нпт}} = 260$  К;  $T_{\text{потр}} = 323$  К;
2. Расчетный режим  $T_{\text{нпт}} = 253$  К;  $T_{\text{потр}} = 363$  К.

В качестве основного комплектующего оборудования ВТНУ и ВХМ для указанного диапазона  $Q_T$  могут рассматриваться следующие марки турбодетандеров и турбокомпрессоров: ДТ-5/20, ДТ-6/20 (ПКФ «Криопром», г. Одесса); ТВ-42-1,4, ТВ-50-1,6 (ООО «Николаевское предприятие «Энергомаш»).

Приведенные схемные решения ВТНУ и ВХМ могут быть реализованы как в проектах новых станций метро, так и при реконструкции систем отопления и вентиляции существующих станций. Отопительно-вентиляционное оборудование станций метро построенных около 35–40 лет назад и более находится практически на грани полного срабатывания своего ресурса. В этой связи, внедрение ВТНУ и ВХМ особенно актуально, поскольку позволит без существенной реконструкции принятой системы вентиляции обеспечить одновременное вентилирование и воздушное отопление помещений в зимний период. Кроме того, в комплексе может быть решен вопрос кондиционирования воздуха для тех помещений метро, для которых кондиционирование необходимо по реальным условиям их эксплуатации, однако в которых оно в силу разных причин не предусмотрено по проекту.

Расчетные исследования показали возможность достижения практически приемлемых значений COP ВТНУ однако, при условии оптимизации степени сжатия в термодинамическом цикле. Полученные регрессионные уравнения позволяют на стадии проектирования технологических схем ВХМ и ВТНУ определять наиболее рациональные режимные параметры установки в условиях ограничений связанных с температурами источника и приемника теплоты, а также значений КПД существующих турбомашин.

### Список литературы

1. Фиалко Н. М. Утилизация энергии выбросов систем местной вентиляции метрополитенов с помощью тепловых насосов/ Н. М. Фиалко, Л. Б. Зимин, С. В. Дубовской// Промышленная теплотехника. – 2000. – Т. 22. – № 1. – С. 90 – 93.
2. Зимин Л. Б. Опытная установка для утилизации низкопотенциальной теплоты



вентиляционных выбросов метрополитена// Промышленная теплотехника. – 2001. – Т. 23. – № 1–2. – С. 92–95.

3. Зимин Л. Б. Сопоставление показателей традиционных и теплонасосных систем теплоснабжения метрополитенов//Л. Б. Зимин, Н. М. Фиалко// Промышленная теплотехника. – 2003. – Т. 25. – № 4. – С. 68–72.

4. Зимин Л. Б. К вопросу использования теплового потенциала вентиляционных выбросов метрополитенов//Промышленная теплотехника. – 1999. – Т. 21. – № 1. – С. 44–47.

5. Калнинь И. М. Анализ эффективности воздушных и пароконденсационных холодильных машин при положительных температурах охлаждения//И. М. Калнинь, И. Я. Сухомлинов, Б. Л. Цирлин, Н. Э. Чистяков// Холодильная техника. – 1976. – № 4. – С. 12–18.

6. Диденко Л. Н. О возможности использования низкопотенциальной теплоты вентиляционных выбросов метрополитенов для теплоснабжения городских объектов//Л. Н. Диденко, С. В. Дубовской, Л. Б. Зимин// Материалы Конгресса по энергоресурсосбережению «Ресурс 97». – Киев: – С. 155–162.

7. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. Одесса: Негоциант. – 2006. – 721 с.

8. Yuehong BI. Energetic efficiency optimization for irreversible heat pump working on Brayton cycle//BI. Yuehong, Chen Lingen, Sun Fengrui// Pramana journal of physics. – 2010. – Vol.74. – № 3. – P. 351–363.

9. Систо Ф. Обратный открытый цикл Брайтона и перспективы его применения в теплонасосных системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха// Энергетические машины и установки. – 1979. – № 1. – С. 175–181.

## TO A QUESTION OF APPLICATION OF REVERSED BRAYTON CYCLE FOR UNDERGROUND STATIONS HEAT AND COLD SUPPLY SYSTEMS

D. KH. KHARLAMPIDI, Cand. Tech. Scie.

V. A. TARASOVA, Cand. Tech. Scie.

*The problems of realization of a scheme design for underground stations heat and cold supply systems on the based of air-compression heat pumps and refrigeration units has been considered. The optimization of reversed Brayton cycle parameters with taking to account the limitations on the tunnel ventilation station temperature has been performed.*

Поступила в редакцию 22.03 2012 г.

### ПОВІДОМЛЕННЯ

**З 28 травня по 1 червня 2012 р. відбудеться науково-практична конференція «Досвід впровадження елегазового обладнання на енергетичних та промислових підприємствах України. Технічні та екологічні проблеми експлуатації та ремонту».**

**Місце проведення конференції:** с. Шаян, Хустського р-ну, Закарпатської обл.

**Організатори:** Науково-технічна спілка енергетиків та електротехніків України, Львівська Регіональна НТСЕУ (упорядник), Міненерговугілля, ДП НЕК „Укренерго”, НАК «ЕКУ», ДП НАЕК «Енергоатом», АТ «ЛьвівОРГРЕС», ВАТ «Уралелектротяжмаш», Запорізький ЗВА, ІЕД НАНУ та ін.

Конт. тел-факс Оргкомітету: Мота Ірина Данилівна - (0322) 56-32-48

моб. 8-093-254-68-17, 8-067-39-42-955, e-mail: ntseu@zes.west.energy.gov.ua