

ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОЭВОЛЮЦИОННОГО МЕТОДА ТЕПЛОХЛАДОСНАБЖЕНИЯ ПРИЧЕРНОМОРЬЯ НА ПРИМЕРЕ ГОСТИНИЧНОГО КОМПЛЕКСА Г.БАТУМИ

В.ДЖАМАРДЖАШВИЛИ, А.МИРИАНАШВИЛИ,
М.ЛОРДКИПАНИДЗЕ, Г.ТУМАНИШВИЛИ,
Г.СУЛАДЗЕ, Д.ДГЕБУАДЗЕ

Работа выполнена согласно договору №3 от 25 июля 2010 г. между Заказчиком LTD "NERATUS" и Исполнителем НПО "Козволюционные решения в энергетике" "КОРЭ" и является интеллектуальной собственностью "КОРЭ".

Представлены материалы обоснования и экспериментального исследования вопросов коэволюционного метода теплохладоснабжения Причерноморья на примере гостиничного комплекса г.Батуми. Иновационный метод основан на аномальном распределении температуры воды в Черном море по глубине, в частности, согласно почти ~110-летним данным температура глубинной воды от 30±50 до 150±200 м равна 6-8⁰С и ее величина практически не изменяется в течение года. Эксперименты, проведенные в течение двух лет (2009-2010 гг.) показали, что температура воды в пределах акватории г.Батуми на глубине более 50 м равна 7,8-8⁰С и практически постоянна до 150 м даже в самые жаркие месяцы (июнь-сентябрь) года.

Выполненный авторами анализ и расчет системы теплохладоснабжения на основе использования глубинной морской воды свидетельствует о преимуществе предложенного метода перед традиционными методами теплохладоснабжения. В частности, расход электроэнергии на кондиционирование воздуха летом в 11±12 раз меньше по сравнению с парокомпрессионным методом, а годовые эксплуатационные расходы на теплоснабжение - в 3,2 раза меньше по сравнению с теплоснабжением с помощью бойлеров, работающих на природном газе.

Введение

Установление наиболее целесообразного метода теплохладоснабжения с учетом энергоэффективной, экономически выгодной и экологической приоритетности представляет весьма важную проблему. В условиях Грузии при выборе эффективного метода теплохладоснабжения необходимо учитывать тот факт, что около 90% ее населения живет в трех климатических зонах (Причерноморье, низменности Западной и Восточной Грузии), в которых расчетная температура воздуха при проектировании системы отопления составляет в зимний период: I зоны -2⁰С; II -4⁰С и III зоны -7⁰С.

Указанный факт на фоне резкого и непрерывного роста цен на природный газ открывает широкие возможности в Грузии для использования в теплоснабжении тепловых насосов (ТН) воздух-вода, а также в некоторых благоприятных условиях более эффективных ТН - вода-вода. Такие благоприятные условия в Грузии характерны для Причерноморья. Черное море является колоссальным источником как теплоты (для ТН), так и холода для кондиционирования воздуха летом.

ТН предназначены для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, а реверсивные ТН - и для получения холода.

В настоящее время в мире функционируют около 20 млн. ТН различной мощности. Согласно прогнозам Мирового энергетического комитета (МИРЭК) к 2020 г. 75% теплоснабжения в развитых странах будет осуществляться с помощью ТН¹.

Эффективность ТН в значительной мере зависит от температурного интервала, в котором он работает. Например, для температуры -20°C , обычной для широт России, электроснабжение ТН от ТЭЦ не приводит к экономии топлива от применения ТН².

В Швеции, наоборот, где основным источником электроэнергии являются ГЭС и АЭС, применение ТН при их работе на морской воде даже с температурой 4°C обеспечивает снижение себестоимости теплоты на 20% по сравнению с котельными.

Климатические условия Аджарии наиболее предпочтительны для эффективного использования ТН, в частности: 1) расчетная температура наружного воздуха при проектировании системы отопления составляет -2°C ; 2) температура глубинной морской воды (ниже 50 м от уровня моря) $t_0=8^{\circ}\text{C}$ и постоянна в течение года, что обуславливает более высокий коэффициент термотрансформации ТН по сравнению с $t_0=4^{\circ}\text{C}$ и соответственно дополнительное снижение себестоимости теплоты.

Кроме вышеуказанного, температура воды 8°C оптимальна для использования в фанкойлах кондиционирования воздуха как непосредственно, так и с использованием межконтурного теплообменника.

В настоящее время такой способ кондиционирования воздуха в виде двухконтурной системы уже реализован в США (Корнельский университет)³. Расход электроэнергии в этой системе почти в 10 раз меньше по сравнению с традиционным методом (компрессионными холодильными машинами) кондиционирования воздуха.

В свое время одним из авторов данной статьи была предложена одноконтурная система кондиционирования (вентиляция холодным воздухом)⁴, которая потребляет почти в 15 раз меньше электроэнергии по сравнению с традиционным методом. Однако для уже спроектированных и построенных зданий предпочтение следует отдать двухконтурному варианту. Поэтому для гостиничного комплекса г.Батуми и был предложен в 2009 г. вариант теплоснабжения с использованием межконтурного теплообменника.

Литературные данные о величине и распределении по глубине температуры воды в Черном море не могут служить основой проектирования системы теплоснабжения для конкретной области акватории Черного моря. Поэтому, естественно, с согласия инвесторов было принято решение о проведении экспериментальных исследований по определению параметров морской воды и их распределению по глубине моря.

Первый этап исследований был проведен в летние месяцы 2009 г. Опыты проводились в области изменения глубины моря от 60 до 150 м. Измерялись следующие величины: температура воды, давление и электропроводность (для определения солености морской воды), а также биологический и химический анализ воды для глубины 80 м. Полученные результаты были переданы Заказчику (GIMG).

По основному показателю - температуре воды - было зафиксировано ее значение на глубинах $50 < H < 80$ м; $t_B = 7,8-8^{\circ}\text{C}$.

Однако повторение экспериментов в морских исследованиях, особенно когда это касается температуры воды, является известной необходимостью из-за волнового и изменяющегося характера течения придонных и других слоев морской воды. Поэтому с согласия Заказчика ("NERATUS") было принято решение о проведении повторного эксперимента, аналогичного прошлогоднему, и в 2010 г.

Следует отметить, что принятое решение оказалось абсолютно оправданным, так как в летние месяцы 2010 г. (особенно в августе) температура воздуха и воды в верхних слоях

¹ http://www.nsu.ru/asf/disclub/tepl_nasos/html

² http://esco-ecosys.narod.ru/2008_2/art111.htm

³ Cornell University lake Source Cooling Project. www.gryphoneng.com/projects/cornell_3.htm

⁴ Black Sea coastal area air conditioning and cooling-effective system. Ж. "Энергия". №3. 1998. Тбилиси

моря акватории г.Батуми характеризовалась аномально высокими значениями. Следовательно, значительно повышается ценность полученных результатов исследований, проведенных в 2010 году.

Экспериментальное исследование параметров глубинной воды Черного моря в акватории г.Батуми

На основе анализа результатов прошлогодних исследований было решено повторить эксперименты "в одной точке" - в области глубины H , $50 < H \leq 80$ м на расстоянии от берега не более 700 м. С этой целью нами был заключен договор с "Co. Ltd GEOMAR", обеспечивший нашу экспедицию специальным кораблем и катером, а также специалистами, помогавшими сотрудникам КОРЭ в еженедельных погружениях и подъемах с морской глубины измерительного высокопрецизионного сенсора. С учетом опыта исследований 2009 г. была изготовлена и апробирована специальная платформа для крепления сенсора и якоря на зеркале моря, оснащенная светосигнальным устройством.

Местоположение платформы с измерительным сенсором в акватории г.Батуми с указанием координат в виде наглядных иллюстраций показано на рис. 1-3.

Цель исследовательской работы состояла в экспериментальном определении следующих параметров глубинной морской воды на расстоянии 5 м от дна моря: 1) температуры и 2) электропроводности с целью определения ее солености.

Знание реальной солености морской воды чрезвычайно важно для прогнозирования коррозионных процессов в межконтурном теплообменнике.

Указанные параметры морской воды измерялись прецизионным сенсором, который также с высокой точностью измеряет глубину его расположения в разных слоях моря.

В результате двухмесячных экспериментов количество зафиксированных режимов составляло 4591. Интервал измерения параметров - 15 мин.

Анализ полученных данных свидетельствует о том, что средняя температура глубинной воды составляла:

1) в период от 15.08.2010 17:00 ч до 28.08.2010 14:00 ч $\bar{t}_B = 8,113^{\circ}\text{C}$ при средней глубине расположения сенсора $\bar{H} = 72,013$ м;

2) в период от 28.08.2010 15:45 ч до 18.09.2010 15:45 ч $\bar{t}_B = 8,081^{\circ}\text{C}$ при $\bar{H} = 67,660$ м и $\bar{t}_B = 7,949^{\circ}\text{C}$ при $\bar{H} = 82,962$ м;

3) в период от 18.09.2010 до 02.10.2010 $\bar{t}_B = 7,956^{\circ}\text{C}$ при $\bar{H} = 75,7$ м.

Температура воды, естественно, была подвержена флуктуации, однако ее средняя температура составляла $8,113^{\circ}\text{C}$.

Наименьшая температура воды $t_B = 7,949^{\circ}\text{C}$ зафиксирована на глубине $\bar{H} = 82$ м, тогда как в 2009 г. она фиксировалась на глубине $\bar{H} = 65$ м, что объясняется более интенсивным прогревом верхних слоев моря из-за аномально высокой (и длительной) температуры воздуха летом 2010 г. в г.Батуми.

Полученные результаты в ходе повторных экспериментов подтвердили, что использование глубинной морской воды для кондиционирования воздуха (в режиме ее охлаждения), а также в качестве источника тепла для теплового насоса, термодинамически, несомненно, оправдано. Зафиксированная температура $\bar{t}_B = 8^{\circ}\text{C}$ относится к полностью апробированному и экономически оправданному интервалу температуры $8-10^{\circ}\text{C}$ в кондиционировании воздуха с применением артезианских вод.



Рис. 1.

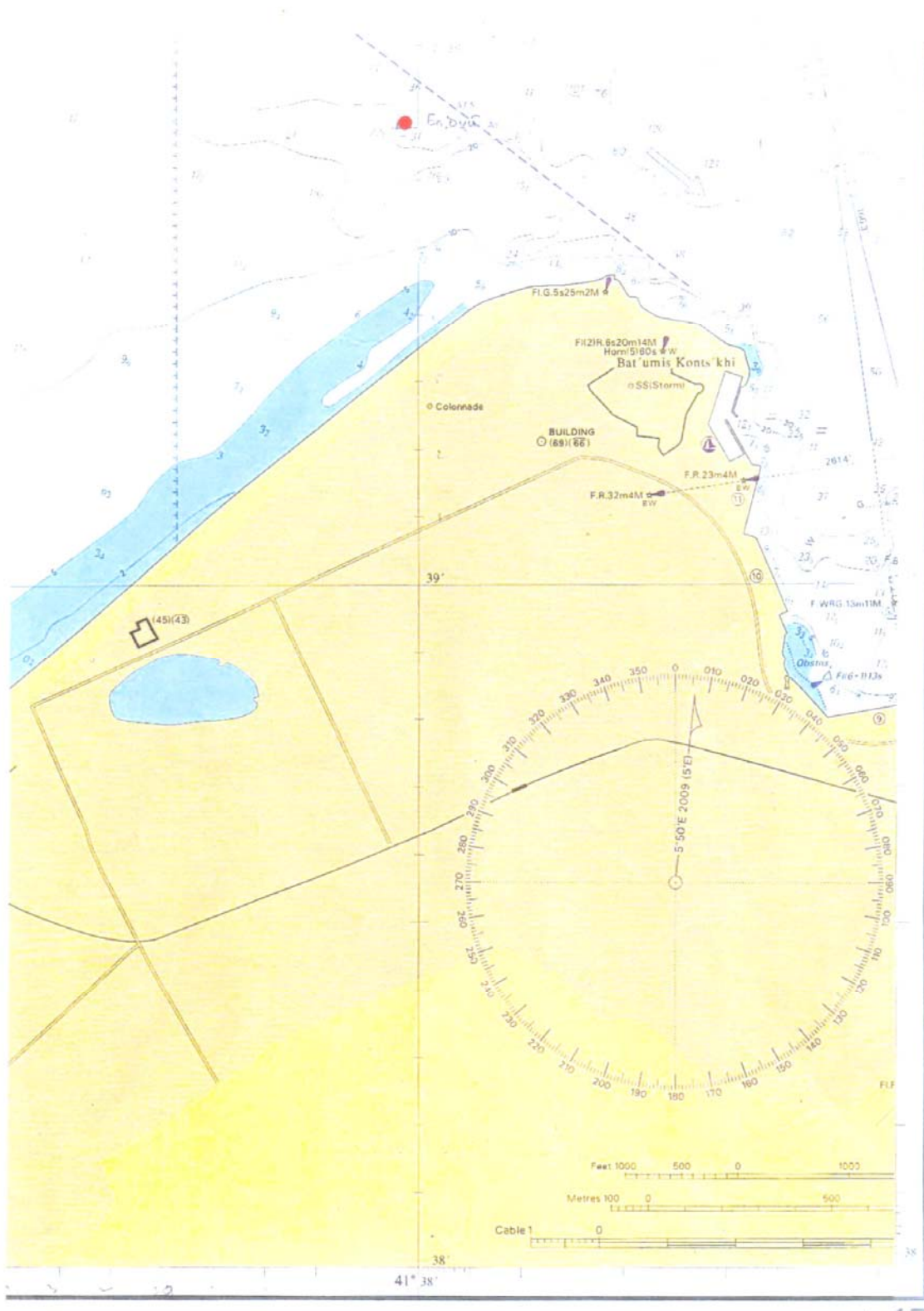


Рис. 2.



Рис. 3.

Сравнительный анализ коэволюционного метода и принятого традиционного проекта теплоснабжения гостиничного комплекса в г.Батуми

I. Основные климатические данные г.Батуми для расчета кондиционирования воздуха

1. Максимальная температура воздуха $t_{\max} = 31,0^{\circ}\text{C}$.
2. Средняя температура воздуха наиболее жаркого месяца в 13 ч $\bar{t} = 27,1^{\circ}\text{C}$.
3. Максимальная относительная влажность воздуха $\varphi_{\max} = 62,2\%$.
4. Средняя относительная влажность воздуха наиболее жаркого месяца в 13 ч $\bar{\varphi} = 73,5\%$.
5. Расчетная температура воздуха $t_p = 29,6^{\circ}\text{C}$.
6. Расчетная относительная влажность $\varphi_p = 65\%$.

Температура кондиционированного воздуха

1. Внутри здания в летний период
 $t_{\min} = 22,2 + 0,33 (t_p - 21) = 25^{\circ}\text{C}$.
2. Согласно санитарным нормам величину относительной влажности воздуха внутри здания следует принять $\varphi = 55\%$.
3. Эффективная температура воздуха, учитывающая сочетание температуры и относительной влажности воздуха для условий г.Батуми, составляет:
 летом - $t_{\text{эф}} = 21 \div 22^{\circ}\text{C}$;
 зимой - $t_{\text{эф}} = 18 \div 19^{\circ}\text{C}$.
4. Предельные величины эффективной температуры кондиционированного воздуха -
 летом - $t_{\text{эф.п.}} = 17 \div 23^{\circ}\text{C}$;
 зимой - $t_{\text{эф.п.}} = 17 \div 21^{\circ}\text{C}$.

II. Основные аспекты принятого проекта системы отопления, горячего водоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха гостиничного комплекса в г.Батуми⁵

1. Система теплоснабжения

По расчетам турецких специалистов (принятый проект) главная система отопления и горячего водоснабжения строящегося комплекса должна иметь производительность $Q=10,2$ МВт = 8,8 Гкал/ч. При этом обеспечение указанной тепловой мощности предусмотрено путем

использования трех стальных бойлеров, работающих на природном газе в температурном режиме 90/70⁰С. Каждый из бойлеров в зимний период будет вырабатывать мощность 3,2 МВт.

В летний период будет эксплуатироваться только один бойлер для удовлетворения потребности комплекса в горячей воде.

Установка бойлеров предусмотрена в техническом помещении А-0101, т.е. внутри здания, что запрещено законодательством Грузии из-за вероятности его взрыва.

Проект системы отопления и горячего водоснабжения выполнен на профессиональном уровне. Однако существенным недостатком его, кроме вышеотмеченного, является использование природного газа по следующим причинам:

А. Стоимость природного газа по прогнозам ведущих мировых экспертов будет из года в год увеличиваться и к 2020 году составит \$500÷700 за 1000 м³ ;

Б. При мощности бойлеров 10,2 МВт выбросы парникового газа CO₂ в атмосферу курортного города Батуми только за 1 месяц при теплотворной способности природного газа Q_H = 8500 ккал/м³ составят 1580 т CO₂ (удельная величина выброса CO₂ при сжигании природного газа 2,13 т/м³).

В ближайшем будущем в Грузии, как и в странах Евросоюза, к выбросам CO₂ будут применяться значительные штрафные санкции.

2. Система хладоснабжения

Система хладоснабжения комплекса имеет мощность примерно 9000 кВт. Она оснащена:

А. Четырьмя чиллерами с водяным охлаждением, каждый мощностью 1800 кВт;

Б. Двумя чиллерами с воздушным охлаждением, которые расположены на уровне крыши, суммарной мощностью 1800 кВт.

Как и в случае теплоснабжения, проект хладоснабжения также выполнен на профессиональном уровне. При этом следует отметить, что чиллеры с водяным охлаждением в принципе также являются установками с воздушным охлаждением, что усложняет схему. Однако это вынужденное решение технического вопроса.

III. Основные аспекты теплохладоснабжения гостиничного комплекса на основе использования глубинной воды Черного моря

Уникальность Черного моря заключается в том, что уже при глубинах 30÷50 м от уровня моря температура воды составляет 6-8⁰С и постоянна до глубин 150÷200 м.

В течение последних двух лет нами были проведены эксперименты в акватории г.Батуми и установлено, что конкретно в этой области Черного моря температура воды ниже 50 м от уровня моря составляет 7,8-8,0⁰С и практически постоянна даже в наиболее жаркие месяцы года (июль-сентябрь).

Исходя из вышеуказанного, нами предложена новая схема теплохладоснабжения гостиничного комплекса. Основой новой схемы является использование глубинной морской

⁵ Проект выполнен специалистами турецкой компании

воды (с температурой 8°C) в качестве источника тепла для испарителей реверсивных чиллеров (тепловых насосов) в зимнее время и круглогодичного для горячего водоснабжения, а в летнее время - для охлаждения воды из фанкойлов и других аппаратов кондиционирования воздуха. Соответственно в новом решении не предусматривается использование природного газа, т.е. в новых схемах отсутствуют бойлеры (стальные - 3 шт.) для отопления, горячего водоснабжения и вентиляции.

Чиллер и тепловой насос мало чем отличаются друг от друга. Реверсивный чиллер, работающий в режиме отопления, и есть тепловой насос.

Рассмотрим для наглядности по отдельности тепло- и хладоснабжение.

1. Теплоснабжение

Как известно, реверсивный чиллер (или тепловой насос) вырабатывает теплоту Q_1 в $[(1+\varepsilon)/\varepsilon]$ раза большей величины по сравнению с холодопроизводительностью Q_2 (где $\varepsilon=Q_2/L$ есть холодильный коэффициент чиллера); L - мощность или электроэнергия, затрачиваемая на электромотор чиллера. Поэтому предусмотренные принятым проектом чиллеры с суммарной холодильной мощностью $Q_2=9000$ кВт способны генерировать теплоту на теплоснабжение большей величины по сравнению с потребной по принятому проекту ($Q_1=10200$ кВт), даже при $\varepsilon=2$.

В условиях г.Батуми холодильный коэффициент современных чиллеров с конденсаторами даже с непосредственным воздушным охлаждением в действительном цикле $\varepsilon = 2,8$ (см., например, чиллер DAIKIN EWAQ130DAYNN), т.е. при $Q_2=9000$ кВт требуемая электрическая мощность привода чиллеров в принятом проекте при их использовании для кондиционирования воздуха летом составит $L_{\text{чл}}=(9000:2,8)=3,21$ МВт.

При источнике теплоты в виде глубинной морской воды с постоянной температурой 8°C и при температуре верхнего источника теплоты 55°C коэффициент термотрансформации теплового насоса

$$\varphi = \frac{T}{T - T_0} a = \frac{(273,15 + 55)}{(55 - 8)} 0,7 = 4,9. \quad (1)$$

Здесь коэффициент a суммарно учитывает все потери: потери термодинамического цикла, потери в электромоторе и потери от внешней необратимости при теплопередаче в испарителе и конденсаторе реверсивного чиллера (теплового насоса).

Для чиллеров с винтовым компрессором и с современным теплообменным оборудованием $a \approx 0,7$.

Согласно принятому проекту тепловая нагрузка на отопление и вентиляцию зимой $Q_{\text{от}} = (10162-3147)=7015$ кВт, а на круглогодичное горячее водоснабжение - $Q_{\text{гв}} = 3147$ кВт. Следовательно, расход электроэнергии на отопление и вентиляцию с помощью теплового насоса при продолжительности отопительного сезона $\tau_{\text{от}} = 2600$ ч будет $\mathcal{E}_{\text{от}} = Q_{\text{от}} \cdot \tau_{\text{от}} / \varphi = 3,72 \cdot 10^6$ кВт.ч, а на горячее водоснабжение при коэффициенте неравномерности $2,0$ $\mathcal{E}_{\text{гв}} = Q_{\text{гв}} \cdot 8400 / 2 \cdot \varphi = 2,70 \cdot 10^6$ кВт.ч.

Суммарная величина годового расхода электроэнергии на теплоснабжение составит

$$\Sigma \mathcal{E}_{\text{тс}} = \mathcal{E}_{\text{от}} + \mathcal{E}_{\text{гв}} = 6,42 \cdot 10^6 \text{ кВт.ч.}$$

В принятом проекте годовой расход природного газа при теплоснабжении с помощью бойлеров

$$\Sigma M_{\text{тс}} = M_{\text{от}} + M_{\text{гв}} = (Q_{\text{от}} \cdot \tau_{\text{от}} + Q_{\text{гв}} \cdot \tau_{\text{гв}}) / Q_{\text{H}} = 4,8 \cdot 10^6 \text{ м}^3.$$

Здесь Q_{H} - низшая теплота сгорания природного газа $Q_{\text{H}} = 8000$ ккал/м³; $\tau_{\text{гв}} = 8400$ ч (350 дней в году) - количество часов горячего водоснабжения в год.

Цены на электроэнергию и природный газ в г.Батуми на сегодняшний день составляют:

на электроэнергию - $C_{\text{э}} = \$0,0647 / \text{кВт.ч.}$

на природный газ - $C_{\text{о}} = \$0,304 / \text{м}^3.$

Следовательно, эксплуатационная годовая затрата на теплоснабжение при использовании природного газа $Z_{\text{ит}} = \Sigma M_{\text{тс}} \cdot C_0 = \$1,46 \cdot 10^6$ /год.

Эксплуатационные годовые затраты на теплоснабжение при помощи тепловых насосов состоят из затрат на электроэнергию электродвигателей тепловых насосов - $Z_{\text{тс}} = \Sigma \Delta t_{\text{с}} \cdot C_{\text{э}} = \$0,41 \cdot 10^6$ /год и на транспортировку глубинной морской воды к испарителям тепловых насосов с последующим отводом использованной воды обратно в верхние слои моря.

Секундный расход глубинной морской воды на отопление и вентиляцию при ΔT в испарителях тепловых насосов $\Delta T = 8 - 3 = 5^\circ\text{C}$

$$G_{\text{от}} = Q_2^{\text{от}} / C_p \cdot \Delta T = Q_{\text{от}} \frac{\varphi - 1}{\varphi} / C_p \Delta T = 266,7 \text{ кг/с.}$$

Здесь C_p - удельная теплоемкость воды. Секундный расход морской воды на горячее водоснабжение

$$G_{\text{гв}} = Q_{\text{гв}} / C_p \cdot \Delta T = Q_2^{\text{гв}} \frac{\varphi - 1}{\varphi} / C_p \Delta T = 119,6 \text{ кг/с.}$$

Годовой расход морской воды на отопление и вентиляцию

$$G_{\text{от}}^{\text{год}} = G_{\text{от}} \cdot 2600 = 2496312 \text{ т/год,}$$

а на горячее водоснабжение при коэффициенте часовой неравномерности, равным 2,

$$G_{\text{гв}}^{\text{год}} = G_{\text{гв}} \cdot 8400 / 2 = 1808352 \text{ т/год.}$$

Для определения расчетного срока окупаемости нового прогрессивного решения теплоснабжения, в первую очередь, необходимо определить относительную стоимость трубопровода морской воды с насосной станцией, так как трубопровод используется для получения и теплоты и холода. Поэтому суммарную стоимость трубопровода и насосной станции $C_{\text{мт}}$ следует распределить на составляющие

$$C_{\text{мт}} = C_{\text{мт}}^{\text{тс}} + C_{\text{мт}}^{\text{хс}},$$

или доля стоимости трубопровода с насосной станцией, отнесенная на теплоснабжение,

$$C_{\text{мт}}^{\text{тс}} = C_{\text{мт}} / (1 + C_{\text{мт}}^{\text{хс}} / C_{\text{мт}}^{\text{тс}}) = C_{\text{мт}} / (1 + \mu), \quad (2)$$

где $C_{\text{мт}}^{\text{хс}}$ - доля стоимости, отнесенная на хладоснабжение, т.е. на кондиционирование воздуха внутри помещений гостиничного комплекса летом.

При определении относительной стоимости трубопровода с насосной станцией наиболее оправдано принятие условий, что

$$\mu = G_{\text{хс}}^{\text{год}} / G_{\text{тс}}^{\text{год}} = G_{\text{хс}} \cdot \tau_{\text{хс}} / (G_{\text{от}} \cdot \tau_{\text{от}} + G_{\text{гв}} \cdot \tau_{\text{гв}}), \quad (3)$$

где $G_{\text{хс}}^{\text{год}}$ и $G_{\text{тс}}^{\text{год}}$ соответственно годовые расходы морской воды на хладоснабжение и на теплоснабжение; $G_{\text{хс}}$ - секундный расход морской воды на хладоснабжение; $\tau_{\text{хс}} = 2400$ ч - период хладоснабжения гостиничного комплекса.

При холодильной мощности 9000 кВт и нагреве глубинной морской воды в межконтурном теплообменнике от 8 до 12 $^\circ\text{C}$ $G_{\text{хс}} = 537,4$ кг/с = 1934,64 т/ч. Соответственно $G_{\text{хс}}^{\text{год}} = 4643136$ т/год; $G_{\text{тс}}^{\text{год}} = 4304664$ т/год, а их отношение $\mu = 1,08$.

По расчетам турецкой компании "Kaptan" стоимость трубопровода с насосной станцией "под ключ" составляет

$$C_{\text{мт}} = 2,381 \cdot 000\text{E} = \$3,285780.$$

Таким образом, при расчете суммарного капвложения на основные узлы новой схемы теплоснабжения, составляющие стоимости морского трубопровода (подающего и отводящего) с насосной станцией согласно (2) и (3) равны: при теплоснабжении $C_{\text{мт}}^{\text{тс}} = \1579702 , а при хладоснабжении $C_{\text{мт}}^{\text{хс}} = C_{\text{мт}} - C_{\text{мт}}^{\text{тс}} = \1706078 .

Мощность насоса морской воды с учетом сопротивления испарителя теплового насоса и высоты уровня моря над диффузором сброса отработанной воды в море

$$N_H^i = \frac{\Delta P_D}{\rho \cdot \eta_H} G_i \quad (4)$$

Здесь ρ - плотность морской воды; $\eta_H = 0,85$ - КПД насоса; ΔP_D - действительный перепад давлений; G_i - секундный расход морской воды.

Расход электроэнергии на транспортировку морской воды для нужд отопления и вентиляции

$$\mathcal{E}_H^{OT} = N_H^{OT} \cdot \tau_{OT} = 138,4 \cdot 2600 = 359840 \text{ кВт.ч};$$

для нужд горячего водоснабжения

$$\mathcal{E}_H^{ГВ} = N_H^{ГВ} \cdot \tau_{ГВ} = 62,1 \cdot 8400 / 2 = 260820 \text{ кВт.ч}.$$

Соответственно суммарная годовая затрата на транспортировку морской воды при теплоснабжении

$$\Sigma Z_H = (\mathcal{E}_H^{OT} + \mathcal{E}_H^{ГВ}) C_{\mathcal{E}} = \$40156,7.$$

В табл.1 приведены результаты расчетов, позволяющие сравнить схему и способ теплоснабжения принятого проекта с предлагаемым. Согласно этим данным расчетный срок окупаемости новой схемы теплоснабжения гостиничного комплекса

$$t_{\text{рас}} = \frac{K_1^{TC} - K_2^{TC}}{Z_2^{TC} - Z_1^{TC}} = \frac{3,72 \cdot 10^6}{(1,46 - 0,45)10^6} = 3,7 \text{ год.} \quad (5)$$

Сводная таблица теплоснабжения гостиничного комплекса г.Батуми

Таблица 1

№	Принятый проект		Предлагаемый проект	
	Эксплуатационные затраты	Капвложения в основные агрегаты и узлы комплекса	Эксплуатационные затраты	Капвложения в основные агрегаты и узлы комплекса
	\$	\$	\$	\$
1	Годовые затраты на природный газ - $Z_{\text{пр}} = 1,46 \cdot 10^6$	Стальные бойлеры $Z_{\text{Бл}} = 10200 \cdot 40 =$ $= 0,41 \cdot 10^6$	Годовые затраты на электроэнергию тепловых насосов $Z_{\text{тс}} = 0,41 \cdot 10^6$	Трубопровод морской воды с насосной станцией ("под ключ") $C_{\text{MT}}^{TC} = 1579702$
2	-	-	Годовые затраты на электроэнергию насоса морской воды $Z_H^{TC} = 0,04 \cdot 10^6$	Реверсивные чиллеры (тепловые насосы) $Z_{\text{чл}} = 102000 \cdot 250 =$ $= 2,55 \cdot 10^6$
И т о г о:		И т о г о:		
	Z_2^{TC}	K_2^{TC}	Z_1^{TC}	K_1^{TC}
	$1,46 \cdot 10^6$	$0,41 \cdot 10^6$	$0,45 \cdot 10^6$	$4,13 \cdot 10^6$

2. Хладоснабжение

В отличие от теплоснабжения морской водой, при котором глубинная вода непосредственно подается в испарители (с титановыми трубками) тепловых насосов, хладоснабжение комплекса осуществляется охлаждением чистой воды из фанкойлов (и другого теплообменного оборудования) с помощью межконтурного теплообменника. Режим работы фанкойлов летом 9/14⁰С (такие фанкойлы выпускаются промышленностью), а в первом контуре глубинная морская вода нагревается от 8 до 12⁰С. Расход морской воды при холодильной нагрузке 9000 кВт $G_{\text{хч}}=9000/C_p \cdot 4=537,4$ кг/с, а годовой расход

$$G_{\text{XC}}^{\text{Год}}=G_{\text{XC}} \cdot \tau_{\text{XC}} = G_{\text{XC}} \cdot 2400 = 4643136 \text{ т/год.}$$

Расход электроэнергии насоса, функционирующего для транспортировки морской воды в год, т.е. при кондиционировании воздуха летом,

$$\mathcal{E}_{\text{XC}}^{\text{Год}} = N_{\text{XC}} \cdot 2400 = 669385 \text{ кВт.ч,}$$

а в принятом проекте, т.е. при кондиционировании воздуха с помощью чиллеров,

$$\mathcal{E}_{\text{чл}}^{\text{Год}} = 7714286 \text{ кВт.ч.}$$

Таким образом, для кондиционирования воздуха летом с использованием глубинной морской воды требуется электроэнергия в 11,5 раз меньше по сравнению с традиционным методом охлаждения помещений.

В табл. 2 представлены результаты расчетов хладоснабжения, позволяющие сравнить по основным показателям новую схему с принятым проектом кондиционирования воздуха в летний период.

Следует отметить, что в принятом проекте используются чиллеры с конденсаторами водяного охлаждения, однако затем подогретая вода охлаждается воздухом в теплообменниках, расположенных на крыше комплекса (что создает ощутимые неудобства в процессе эксплуатации). Поэтому стоимость чиллеров в принятом проекте будет больше реверсивных в новой схеме теплохладоснабжения. Несмотря на это, в табл.2 это обстоятельство не учитывается. Из таблицы видно, что при переходе от традиционного метода хладоснабжения к прогрессивному методу использования холодных слоев воды Черного моря достигается существенная экономия:

- 1) по эксплуатационным затратам - \$455805;
- 2) по капвложениям - \$443922.

Сводная таблица хладоснабжения гостиничного комплекса г.Батуми

Таблица 2

№	Принятый проект		Предлагаемый проект	
	Эксплуатационные затраты	Капвложения в основные агрегаты и узлы комплекса	Эксплуатационные затраты	Капвложения в основные агрегаты и узлы комплекса
	\$	\$	\$	\$
1	Затраты (годовые) на электроэнергию $Z_{\text{чл}}^{\text{ГОД}} = 0,50 \cdot 10^6$	Чиллеры (6 шт) с холодильной мощностью 9000 кВт $K_{\text{чл}}=2,55 \cdot 10^6$	Годовые затраты на электроэнергию (на привод насоса морской воды) $Z_{\text{Н}}^{\text{XC}} = 0,043 \cdot 10^6$	Трубопровод морской воды с насосной станцией ("под ключ") $C_{\text{MT}}^{\text{XC}} = 1706078$
2	-	-	-	Межконтурный титановый теплообменник -GEA (Германия) $K_{\text{ТО}}=0,40 \cdot 10^6$ (2 шт.)
	И т о г о:		И т о г о:	
	Z_2^{XC}	K_2^{XC}	Z_1^{XC}	K_1^{XC}
	$0,50 \cdot 10^6$	$2,55 \cdot 10^6$	$0,043 \cdot 10^6$	$2,1 \cdot 10^6$

В табл.3 представлены результаты расчетов, суммирующие данные табл. 1 и 2.
Сводная таблица теплохладоснабжения гостиничного комплекса г.Батуми

Таблица 3

№	Принятый проект		Предлагаемый проект	
	Эксплуатационные затраты	Капвложения в основные агрегаты и узлы комплекса	Эксплуатационные затраты	Капвложения в основные агрегаты и узлы комплекса
	\$	\$	\$	\$
1	Годовые затраты на природный газ - $Z_{\text{пр}} = 1,46 \cdot 10^6$	Стальные бойлеры $Z_{\text{Бл}} = 10200 \cdot 40 =$ $= 0,41 \cdot 10^6$	Годовые затраты на электроэнергию тепловых насосов $Z_{\text{тс}} = 0,41 \cdot 10^6$	Трубопровод морской воды с насосной станцией ("под ключ") $C_{\text{MT}}^{\text{ТС}} = 3,28 \cdot 10^6$
2	Годовые затраты на электроэнергию чиллеров $Z_{\text{ч}} = 0,50 \cdot 10^6$	Чиллеры (6 шт) с холодильной мощностью 9000кВт $K_{\text{чл}} = 2,55 \cdot 10^6$ *	Годовые затраты на электроэнергию насоса морской воды $Z_{\text{н}} = 0,083 \cdot 10^6$	Реверсивные чиллеры (тепловые насосы) $Z_{\text{чл}} = 102000 \cdot 250 =$ $= 2,55 \cdot 10^6$ *
3	-	-	-	Межконтурный титановый теплообменник-GEA (Германия) $K_{\text{ТО}} = 0,40 \cdot 10^6$ (2 шт.)
	И т о г о:		И т о г о:	
	ΣZ_2	ΣK_2	ΣZ_1	ΣK_1
	$1,96 \cdot 10^6$	$2,96 \cdot 10^6$	$0,49 \cdot 10^6$	$6,23 \cdot 10^6$

Примечание: * - стоимость без учета затрат на монтажные работы.

Согласно данным табл. 3 расчетный срок окупаемости новой системы теплохладоснабжения по сравнению с принятым проектом

$$t_{\text{рас}}^{\text{сист}} = \frac{\Sigma K_2 - \Sigma K_1}{\Sigma Z_2 - \Sigma Z_1} = \frac{6,23 - 2,96}{1,96 - 0,49} = 2,2 \text{ года.}$$

Гарантийный срок работы тепловых насосов - 30+35 лет.

За оставшийся срок эксплуатации тепловых насосов $(30-2,2)=27,8$ лет суммарная величина прибыли составит

$$\Sigma P_{\text{г}} = (1,96 - 0,49) \cdot 10^6 \cdot 27,8 = \$40,9 \cdot 10^6,$$

а ежегодная прибыль $P_{\text{г}} = \$1,47 \cdot 10^6$.

Следует отметить, что переход на новую схему теплохладоснабжения не требует изменений теплообменного оборудования в здании комплекса, а также переделки архитектурно-строительного характера.

Необходимо особо подчеркнуть, что удаление дымоходов, предназначенных для бойлеров принятого проекта, кроме весомого экологического эффекта, значительно улучшает эстетический вид комплекса.

Схемы прокладки трубопроводов и их диаметры при хладоснабжении идентичны. Изменение режима кондиционирования с 7/12 на 9/14⁰С увеличивает лишь на 10+23% поверхность теплообмена фанкойлов, что находится в прямой зависимости от расхода охлаждающей воды в вышеуказанных устройствах. Однако эти же фанкойлы в режиме 45/55⁰С будут использоваться для отопления. Увеличение габаритов потребуется и для статичных радиаторов и теплообменников для вентиляции воздуха. Однако, по нашим оценкам, удорожание указанного оборудования компенсируется удалением из схемы шести

теплообменников чиллеров типа воздух-вода, расположенных на крыше здания и соответственно восьми стояков для циркуляции подогретой в конденсаторах четырех чиллеров воды.

На рис.4. представлена принципиальная схема теплохладоснабжения гостиничного комплекса с использованием глубинной морской воды (на примере двух тепловых насосов). Среди других особенностей предлагаемой схемы следует отметить ее способность использовать реверсивные тепловые насосы летом в режиме чиллера в случае форс-мажорной ситуации, например, при повреждении глубинного трубопровода морской воды.

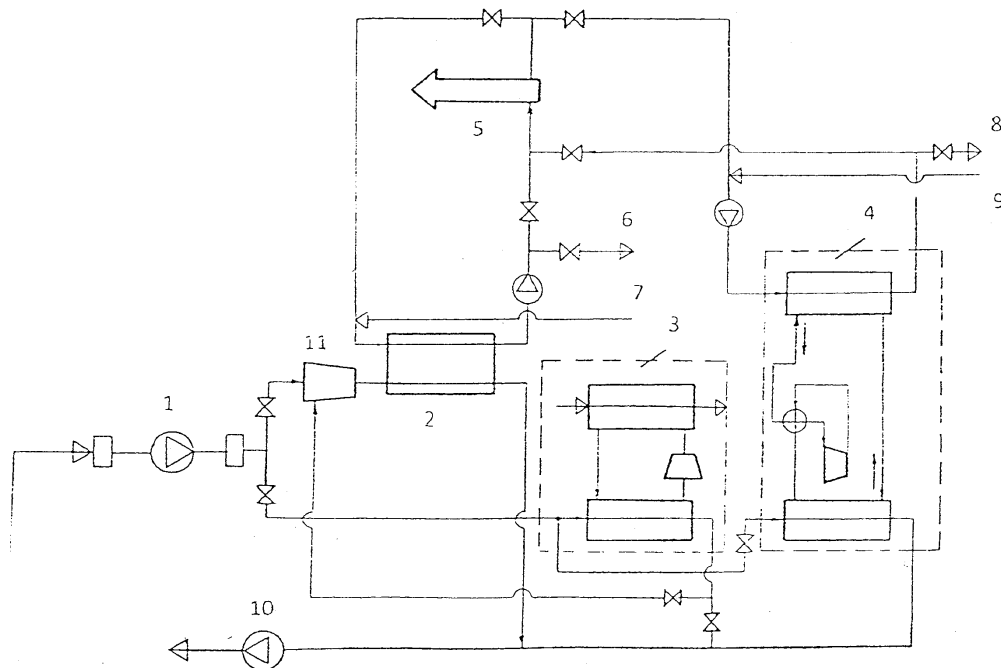


Рис. 4. Принципиальная схема теплохладоснабжения на основе использования глубинной воды Черного моря:

1 - насос глубинной морской воды; 2 - межконтурный теплообменник; 3 - тепловой насос горячего водоснабжения; 4 - реверсивный тепловой насос; 5 - фанкойл; 6,7 - соответственно трубопровод для подачи охлажденной воды в теплообменники вентиляционных агрегатов и отвода из них; 8,9 - соответственно трубопровод для подачи подогретой (до 55⁰С) воды в теплообменники вентиляционных агрегатов и отвода из них; 10- насос сброса отработанной воды обратно в море (на глубину 20-30 м); 11 - эжектор

Выводы

1. Эксперименты, проведенные в течение 2-х лет, подтвердили предположение, основанное на известных источниках в области научно-экспериментальных исследований, что температура глубинной воды в акватории г.Батуми на глубинах более 50 м составляет 8⁰С и практически постоянна.

2. Анализ и расчет системы теплохладоснабжения на основе использования глубинной морской воды свидетельствует о ее преимуществе по экономическим и экологическим показателям перед традиционным методом получения холода с помощью парокомпрессионных холодильных машин, а теплоты - путем сжигания органического топлива, непосредственно для климатических условий г.Батуми и соотношения цен на природный газ и электроэнергию в Грузии. В частности, для кондиционирования воздуха летом требуется в 11,5 раза меньше электроэнергии, по сравнению с традиционным методом охлаждения помещений, а эксплуатационные годовые затраты на теплоснабжение согласно инновационного проекта в 3,2 раза меньше по сравнению с теплоснабжением с помощью бойлеров, работающих на природном газе.

3. Расчетный срок окупаемости новой системы теплохладоснабжения составляет 2,2 года.

4. При теплоснабжении с использованием глубинной морской воды полностью исключается потребность в топливе, в том числе в природном газе, при сжигании которого в целях обогрева помещений, на каждые 1000 м² площади выброс углекислого газа в течение отопительного сезона в г.Батуми составит 63-65 т.

5. Защита окружающей среды является прерогативой государства. Поэтому с учетом интенсивного развития туризма в Причерноморье Грузии государство обязано быть инициатором внедрения в этой зоне коэволюционной технологии теплохладоснабжения на строящихся объектах, тем более, что в этом случае "принуждение" со стороны государства обеспечит частным компаниям многомиллионные доходы в период эксплуатации новой системы теплохладоснабжения.

Необходимо подчеркнуть, что глубинную воду Черного моря, кроме гостиничных, спортивных и жилищных комплексов, экономически и экологически выгодно использовать и в крупных овощехранилищах для производства холода (до 15⁰С), а также в технологических процессах переработки чайного листа, что особенно важно для Грузии.

От редакции: Проект использования глубинных слоев Черного моря для кондиционирования воздуха был разработан проф. В.Джамарджашвили в начале 80-х годов в институте энергетики Грузии, который прекратил свое существование в конце 2010 г. Далее этот вопрос был актуализирован после приобретения независимости в начале 90-х, а в конце 90-х - результаты научных отчетов были представлены в нашем журнале. Между тем аналогичный проект на озерной глубинной воде был реализован в Канаде (г.Торонто) в 2004 г. Впоследствии ему была присуждена премия Леонардо да Винчи, которая является аналогом Нобелевской премии в технической отрасли. Таким образом, при соответствующем уровне внедрения в область новых технологий в Грузии указанную премию получила бы Грузия, а не Канада.

ВАЖА ДЖАМАРДЖАШВИЛИ, доктор техн.наук, профессор

E-mail: vazha_j@yahoo.com