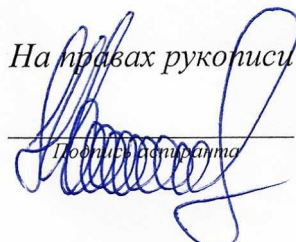


МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования

«Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

На правах рукописи



Кондрашов Алексей Владимирович

Кондрашов Алексей Владимирович

ФИО аспиранта

**ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИНЖЕНЕРНЫХ
СИСТЕМ С ЕДИНЫМ КОНТУРОМ ТЕПЛОВЫХ МАШИН**

наименование темы научно-квалификационной работы

13.06.01 Электро- и теплотехника

отрасль науки

13.06.01_07 Промышленная теплоэнергетика

наименование направленности

Академическая степень **Исследователь. Преподаватель-исследователь**

НАУЧНЫЙ ДОКЛАД

Научный руководитель к.т.н., доцент, доцент, Тринченко Алексей Александрович
ученая степень, ученое звание, должность, ФИО полностью

Санкт-Петербург – 2022

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1 Перспективные пути энергосбережения при работе тепловых машин	11
1.1 Принцип работы тепловой машины	11
1.2 Энергосбережение при работе тепловых машин	16
1.3 Установка форконденсаторов для частичной (полной) утилизации теплоты конденсации	19
1.4 Энергосбережение на крытых ледовых аренах и использование бросового тепла	20
1.5 Современное состояние вопроса в области применения систем с единым контуром тепловых машин	21
1.6 Выводы по главе 1	21
2 Разработка и исследование усовершенствованной системы утилизации теплоты конденсации тепловых машин.....	23
2.1. Показатели, характеризующие объект исследования	23
2.2 Существующая система частичной утилизации теплоты конденсации в СПб ГБУ СШОР по фигурному катанию на коньках	27
2.3 Усовершенствование систем частичной утилизации теплоты конденсации СПб ГБУ СШОР по фигурному катанию на коньках	28
2.4 Техничко-экономическое обоснование реконструкции системы утилизации теплоты конденсации	31
2.5 Выводы по главе 2	35
3 Результаты внедрения усовершенствованной системы утилизации теплоты конденсации тепловых машин	36
3.1 Разработка и внедрение исследовательского стенда	36
3.2 Математическое моделирование и численные исследования интегрированной системы тепловых машин ледовой арены.....	40
3.3 Результаты внедрения усовершенствованной системы утилизации теплоты конденсации тепловых машин и их анализ.....	40
3.4 Рекомендации по дальнейшему совершенствованию систем утилизации теплоты конденсации и использованию результатов работы	41
3.5 Выводы по главе 3	42
Заключение	43
Список использованных источников	44
Приложения.....	48

Введение

Россия после Китая и США является третьим по объему производителем и потребителем энергоресурсов в мире, обеспечивая 10 % мирового производства и 5 % мирового потребления энергоресурсов. Российский топливно-энергетический комплекс (ТЭК) включает в себя нефтяную, газовую, угольную отрасли, электроэнергетику и теплоснабжение и играет ключевую роль в формировании доходов бюджета Российской Федерации. Российская энергетическая инфраструктура, основу которой составляют Единая энергетическая система России, Единая система газоснабжения, система магистральных трубопроводов для транспортировки нефти и нефтепродуктов, является одной из самых протяженных в мире и функционирует в различных природно-климатических условиях от арктической до субтропической зоны.

В России разработана и применяется обширная законодательная база, регулирующая производство, транспортировку и потребление всех энергоресурсов, а также энергосбережение и энергоэффективность. Постановлением Правительства Российской Федерации от 15 апреля 2014 г. № 321 утверждена государственная программа Российской Федерации «Развитие энергетики». Постановлением Правительства Российской Федерации от 18 декабря 2021 г. № 2352 государственная программа приведена в соответствие с постановлением Правительства Российской Федерации от 26 мая 2021 г. № 786 «О системе управления государственными программами Российской Федерации».

Одними из основных целей государственной программы являются:

- повышение эффективности обеспечения потребностей внутреннего рынка Российской Федерации соответствующими объемами производства продукции и услуг отраслей топливно-энергетического комплекса;
- уменьшение негативного воздействия отраслей топливно-энергетического комплекса на окружающую среду и адаптацию их к изменениям климата;
- повышение инвестиционной активности в отраслях топливно-энергетического комплекса.

Согласно Энергетической стратегии, цель развития российской энергетики носит двусторонний характер: с одной стороны, это максимальное со-

действие социально-экономическому развитию страны, с другой – укрепление и сохранение позиций Российской Федерации в мировой энергетике, как минимум, на период до 2035 года. Для достижения поставленной цели в условиях прогнозируемых изменений мировой и российской экономики требуется ускоренный переход к более эффективной, гибкой и устойчивой энергетике, способной оперативно реагировать на вызовы и угрозы и преодолеть их.

Одними из основных приоритетов государственной энергетической политики являются:

- переход к экологически чистой и ресурсосберегающей энергетике;
- рациональное природопользование и энергетическая эффективность;
- максимальное использование преимуществ централизованных систем энергоснабжения.

Важным следствием политики энергосбережения становится существенное сдерживание роста эмиссии парниковых газов и сокращение вредных выбросов организаций ТЭК в окружающую среду.

Среди всех направлений сотрудничества в энергетической сфере со странами БРИКС Россия рассматривает сотрудничество в области энергосбережения и повышения энергоэффективности как одно из приоритетных направлений.

Рациональное использование природных ресурсов страны – одна из наиболее актуальных задач государственной политики России [1]. Повышение термодинамической и технико-экономической эффективности генерации энергии различных видов необходимо рассматривать как один из возможных путей решения этой задачи. При определенных условиях достаточно эффективным способом снижения затрат топливно-энергетических ресурсов является создание установок комбинированной генерации энергии различных видов. Так, в энергетике России большое распространение получили установки, реализующие принцип когенерации, т.е. одновременно производящие электрическую энергию и тепло.

Наряду с электроэнергией и теплом во многих случаях потребитель энергии нуждается еще и в холоде (использование в определенных технологических процессах, хранение продукции, обеспечение комфортных условий

жизнедеятельности человека). Следует подчеркнуть, что доля затрат энергии на производство холода относительно невысока, но имеет устойчивую тенденцию к росту. Так, например, по данным [2], в Москве годовое потребление электроэнергии на кондиционирование в 2006 г. составило 376,6 млн кВт·ч (0,77 % общего электропотребления), к 2025 г. этот показатель возрастет до 977 млн кВт·ч. На сегодняшний день хладоснабжение обеспечивается обычно с применением устройств (кондиционеров, холодильных машин), устанавливаемых непосредственно у потребителей.

Дальнейшее своё развитие комбинированное энергоснабжение может получить при организации централизованного снабжения потребителей, наряду с электроэнергией и теплом, также и холодом. Такие установки называют тригенерационными, а процесс одновременной генерации электрической энергии, тепла и холода в одном энергогенерирующем комплексе с последующей передачей их потребителю – тригенерацией.

Следует обратить внимание на то, что одним из основных и наименее изученных в настоящее время вопросов при создании тригенерационных комплексов является организация централизованного хладоснабжения. В странах Западной Европы и США работа, связанная с созданием систем централизованного хладоснабжения, ведется, однако, судя по публикациям, широкого распространения такие системы пока не получили. Так, например, в [3] приводятся данные о холодильной мощности установок централизованного хладоснабжения, существовавших в Германии в конце 2005 г. Их общая установленная холодильная мощность составляла 700 МВт. При этом в год централизованно производилось около 600 ГВт·ч холода.

В [4] содержатся сведения о том, что строительство аналогичных установок планируется в нескольких городах Германии: в Берлине холодильной мощностью 6500 кВт, в Йене – 200 кВт и в Биберахе – 3500 кВт. Централизованное хладоснабжение рассматривается авторами [4] как исключительно эффективное энергосберегающее мероприятие, приводящее, кроме всего прочего, к снижению выбросов вредных веществ в окружающую среду. Аналогичного мнения придерживаются авторы работ [5–7].

В [8] приводятся материалы о существующей в Германии в г. Кемниц установке централизованного тепло- и хладоснабжения. Эта установка холодильной мощностью 8342 кВт была создана в 1971–1973 гг. для развития системы централизованного теплоснабжения, функционировавшей с 1928 г., и успешно эксплуатируется с некоторыми изменениями в схеме до настоящего времени.

Рассмотренные примеры показывают, что принципиально создание систем централизованного хладоснабжения возможно, но их практическое внедрение требует глубоких дополнительных исследований.

В России вопросам централизованного хладоснабжения серьезного внимания до сих пор не уделялось. Однако в последние годы интерес к проблемам тригенерации и централизованного хладоснабжения в нашей стране несколько усилился. Так, схемы тригенерационных установок рассмотрены, например, в [9, 10]. Специалистами ОАО ВТИ выполнена работа, посвященная разработке и исследованию схем высокоэффективных парогазовых ТЭС с системой одновременного производства тепла и холода с использованием низкопотенциального тепла. Результаты этой работы представлены в [11–17].

Анализ публикаций российских и зарубежных авторов, а также результаты исследований, проведенных авторами [1], позволили выявить основные факторы, оказывающие влияние на выбор технических решений при создании тригенерационных установок. Так, выбор схемных решений и оборудования для тригенерационных установок зависит от того, планируется ли новое строительство объектов потребления и генерации энергии, либо речь идет об их модернизации или усовершенствовании. Каковы потребные электрическая, тепловая и холодильная мощности? Предполагается ли создание тригенерационных комплексов на базе объектов генерации, относящихся к “большой” или “малой” энергетике? Какова удаленность объекта потребления от объекта генерации? Какие это будут потребители, т.е. промышленные ли это предприятия, либо офисы, магазины, развлекательные центры, стадионы или жилые здания и комплексы? Существенную роль при выборе технических решений играют предполагаемые режимы генерации. Это, в первую очередь, выработка тепла и холода в течение года: сезонная ли это гене-

рация (зимой – тепло, летом – холод) [9], либо совместная (одновременная) генерация (зимой и летом – тепло и холод) [10, 18].

Также важны следующие факторы при производстве тепла и холода:

- режим выработки в течение суток (постоянный или переменный);
- вид теплоснабжения (отопление и горячее водоснабжение (ГВС)), либо обеспечение технологических процессов) [10, 18];
- вид хладоснабжения (кондиционирование и вентиляция, хранение продуктов, ледовые арены и т.д.);
- необходимые параметры тепла и холода.

Анализ проведенный авторами [8] показывает, что в связи с указанными ранее различиями в принципах работы оборудования, входящего в состав тригенерационных установок, по разному будет проявляться и объясняться их эффективность по сравнению с существующими системами энергоснабжения. Так, если действующие по циклу Брайтона ГТУ и ГПА предназначены для работы в режиме когенерации с одновременной выработкой электроэнергии и тепла, и в них не предусмотрена генерация холода, то в тех условиях, когда тепло не потребляется, а электроэнергия требуется – высокотемпературные уходящие газы выбрасываются в окружающую среду с довольно высокой температурой. Это приводит не только к большим энергетическим потерям, но и к тепловому загрязнению окружающей среды. Поэтому использование уходящих газов ГТУ и ГПА для генерации холода в термотрансформаторах абсорбционного типа как в летний, так и в осенне-весенние периоды года, позволяет повысить их термодинамическую эффективность благодаря утилизации сбросного тепла высокого температурного потенциала.

Если рассматривать термодинамику цикла холодильных машин, то можно увидеть, что есть две основные возможности использования бросового тепла. Первая – использовать перегрев сжатого в компрессоре газа. Вторая – утилизировать теплоту конденсации хладагента.

Отмеченные выше факторы и проблемы подчеркивают **актуальность темы диссертационной работы** и позволяют выявить наличие противоречия, обуславливающего необходимость проведения исследования предложенных вариантов применения системы утилизации теплоты конденсации холодиль-

ных машин.

Противоречие заключается:

- в недостаточности научно обоснованных принципов организации внедрения системы утилизации бросового тепла на различные нужды.
- в отсутствии расчетных алгоритмов и методик, пригодных для инженерного применения, позволяющих оценить экономическую и энергетическую эффективность предложенных методов.

Наличие данного противоречия предопределяет выбор объекта и предмета исследования, что в свою очередь позволяет сформулировать научную проблему, цель и задачи исследования.

Объектом исследования является система воздушного отопления ледовых арен школы по фигурному катанию на коньках в Санкт-Петербурге (Российская Федерация), где для намораживания ледового покрытия используются компрессорно-испарительные агрегаты с конденсаторами воздушного охлаждения, установленными на крыше здания, через которые теплота конденсации выбрасывается в атмосферу и полезно не используется.

Предметом исследования выступают процессы работы холодильных машин, результаты внедрения системы утилизации теплоты конденсации в систему воздушного отопления ледовой арены.

Научная проблема заключается в разработке научно обоснованных принципов применения бросового тепла, определения экономической и энергетической эффективности, разработке расчетных методов, алгоритмов и методик, позволяющих оптимизировать режимы работы, а так же конструктивное оформление системы утилизации бросового тепла и приборов контроля режимов работы с целью достижения максимально полезного использования бросового тепла, сокращения коммунальных затрат и повышения энергетической эффективности инженерных систем.

Отмеченные выше факторы и проблемы подчеркивают **актуальность темы** диссертационной работы и позволяют сформулировать цель исследования.

Целью исследования является разработка и внедрение высокоэкономичных систем энергообеспечения инженерных систем с единым контуром

тепловых машин, на основе анализа количественных показателей затрат энергии при их эксплуатации.

Для достижения цели исследования сформулированы и решены следующие научно-технические **задачи**:

– на основе анализа внедрения системы утилизации теплоты конденсации, теоретических и экспериментальных исследований, разработаны и апробированы на опытных данных рекомендации, на основании которых возможно значительно сократить затраты на коммунальные платежи за электро- и тепловую энергию, увеличить энергетическую эффективность установленного технологического оборудования, отказаться полностью (или частично) от тепла, поставляемого теплоснабжающей организацией.

– с использованием результатов теоретических и экспериментальных исследований, разработана методика расчёта системы утилизации теплоты конденсации холодильных машин, определена ее достоверность, проведено тестирование.

– с использованием расчетных результатов, разработана и апробирована на действующем оборудовании новая технологическая схема использования бросового тепла в системе воздушного отопления здания, предложены и опробованы режимы работы системы утилизации теплоты конденсации, которые позволили повысить эффективность работы холодильных машин и сократить затраты на коммунальные платежи.

Научная новизна работы заключается в следующем:

– впервые с учетом полученных данных с установленного научного стенда получен объем данных за период исследования более 1 года, который позволил провести сравнительный анализ фактических затрат до и после внедрения усовершенствованной системы утилизации тепла с результатами технико-экономических расчетов;

– разработана и апробирована на экспериментальных данных математическая модель расчета процесса утилизации бросового тепла;

– получены новые экспериментальные данные о работе системы утилизации теплоты конденсации для воздушного отопления при различных режимных параметрах.

Практическая ценность работы определяется тем, что:

– разработана и внедрена эффективная технологическая схема системы утилизации теплоты конденсации холодильных машин, позволяющая использовать бросовое тепло в системе воздушного отопления ледовых арен;

– внедренные в промышленность и проверенные практикой технологические решения могут быть использованы при проектировании и новом строительстве объектов с постоянной работой холодильных машин, а так же для модернизации существующего технологического оборудования без существенных капитальных затрат и длительного срока простоя оборудования.

Достоверность и обоснованность результатов работы обеспечивается и подтверждается: применением современных методов к подходу для достижения поставленной в работе цели.

Автор защищает: результаты теоретических и экспериментальных исследований системы утилизации теплоты конденсации холодильных машин.

Личный вклад автора заключается: в постановке задач исследований, их планировании и организации; в обобщении и анализе теоретических и экспериментальных данных по эффективному использованию бросового тепла, сокращению теплового загрязнения окружающей природной среды, снижению затрат на коммунальные платежи, планирование и проведении пусконаладочных работ и режимно-наладочных испытаний реконструированных систем частичной утилизации теплоты конденсации холодильных машин, ранее используемых не эффективно.

По результатам работы имеется 8 публикаций, в т. ч. 3 – в изданиях, входящих в Российский индекс научного цитирования, 5 – в изданиях, индексируемых международными базами научного цитирования Scopus и Web of Science.

Результаты работы докладывались и обсуждались на семинарах и конференциях различного уровня, включая международные.

1 Перспективные пути энергосбережения при работе тепловых машин

1.1 Принцип работы тепловой машины

Тепловыми машинами в термодинамике называются периодически действующие тепловые двигатели и холодильные машины (термокомпрессоры). Разновидностью холодильных машин являются тепловые насосы [19]. Выбор принципа действия тепловой машины основывается на требовании непрерывности рабочего процесса и неограниченности его во времени. Это требование несовместимо с односторонне направленным изменением состояния термодинамической системы, при котором монотонно изменяются её параметры. Единственной, практически осуществимой формой изменения системы, которая удовлетворяет этому требованию, является круговой процесс или круговой цикл, который периодически повторяется. Для функционирования тепловой машины необходимы следующие составляющие: источник тепла с более высоким температурным уровнем (t_1), источник тепла с более низким температурным уровнем (t_2) и рабочее тело [20].

Холодильная машина (рисунок 1.1) – устройство, служащее для отвода теплоты от охлаждаемого тела при температуре более низкой, чем температура окружающей среды. Процессы, происходящие в холодильных машинах, являются частным случаем термодинамических процессов, т.е. таких, в которых происходит последовательное изменение параметров состояния рабочего вещества: температуры, давления, удельного объема, энтальпии. Холодильные машины работают по принципу теплового насоса – отнимают теплоту от охлаждаемого тела и с затратой энергии (механической, тепловой и т.д.) передают её охлаждающей среде (обычно воде или окружающему воздуху), имеющей более высокую температуру, чем охлаждаемое тело. Холодильные машины используются для получения температур от 10 °С до –150 °С. Область более низких температур относится к криогенной технике. Работа холодильной машины характеризуется ее холодопроизводительностью. Теоретической основой, на которой построен принцип работы холодильных машин, является второе начало термодинамики. Охлаждающее рабочее тело (хладагент) в холодильных машинах совершает так называемый обратный



Рисунок 1.1 – Холодильная машина

цикл Карно. При этом основной вклад в передачу теплоты вносит изменение термодинамического состояния хладагента не в цикле Карно, а в фазовых переходах – испарении и конденсации хладагента. В принципе, возможно применение в холодильном цикле только цикла Карно, но при этом для достижения высокой хладопроизводительности потребуется или компрессор, создающий очень высокое давление, или очень большая площадь теплообмена в охлаждающем и нагревающем теплообменниках.

Основными составляющими частями холодильника являются:

- компрессор, создающий необходимую разность давлений;
- испаритель, забирающий тепло из внутреннего объема холодильника;
- конденсатор, отдающий тепло в окружающую среду;
- терморегулирующий вентиль, поддерживающий разность давлений за счёт дросселирования хладагента;
- хладагент – вещество, переносящее тепло от испарителя к конденсатору [21].

Простой паровой цикл механической холодильной машины реализуется с помощью четырех элементов, образующих замкнутый холодильный кон-

тур – компрессора, конденсатора, дроссельного вентиля и испарителя или охладителя (рисунок 1.2). [22, 23].

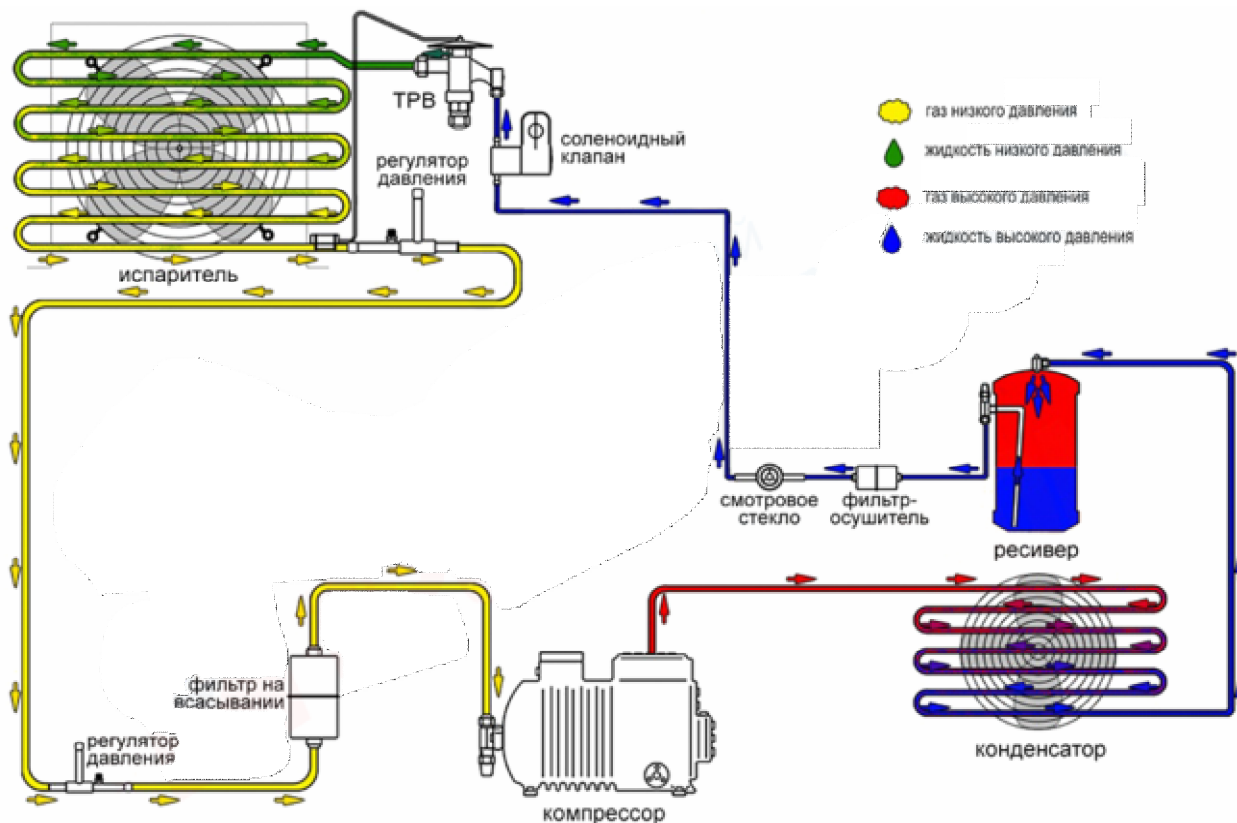


Рисунок 1.2 – Схема холодильного цикла

Ко всем элементам холодильной машины предъявляется требование высокой герметичности. В зависимости от вида холодильного компрессора компрессионные машины подразделяются на поршневые, турбокомпрессорные, ротационные и винтовые, в которых электродвигатель располагается внутри корпуса компрессора, что позволяет предотвратить утечки хладагента через уплотнение вала.

В компрессионной холодильной машине хладагент под давлением через дросселирующее отверстие (капилляр или терморегулирующий вентиль ТРВ) поступает в испаритель, где за счёт резкого уменьшения давления происходит испарение жидкости и превращение ее в пар. При этом хладагент отнимает тепло у внутренних стенок испарителя, за счёт чего происходит охлаждение внутреннего пространства холодильника. Из испарителя хладагент в виде па-

ра поступает в компрессор (рисунок 1.3) и сжимается, вследствие чего его температура повышается.

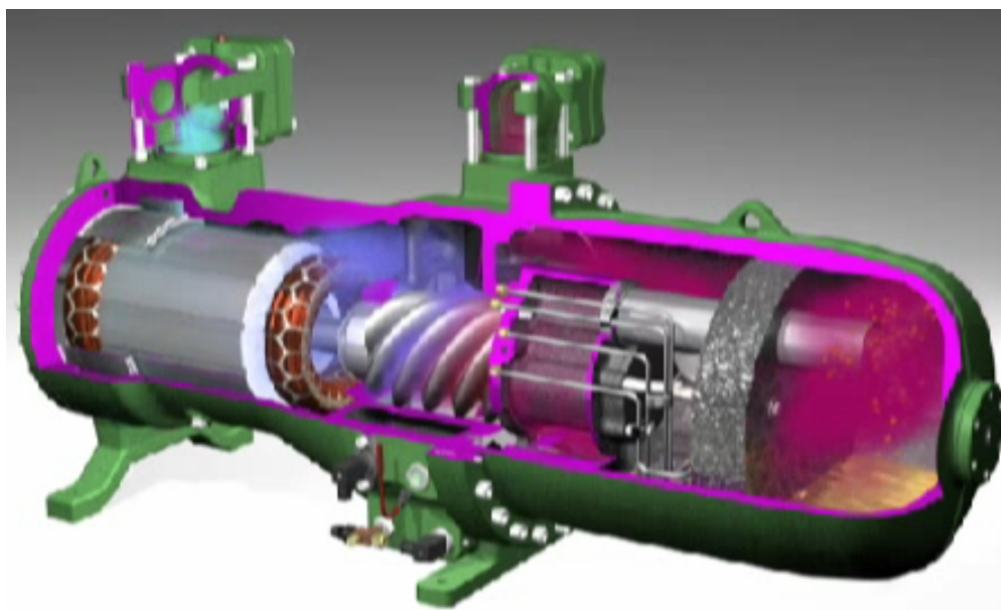


Рисунок 1.3 – Движение хладагента в компрессоре

После выхода из компрессора пар, имеющий высокие температуру и давление, поступает в конденсатор (рисунок 1.4), где охлаждается и конденсируется. Таким образом, в конденсаторе хладагент под воздействием высокого давления конденсируется и переходит в жидкое состояние, выделяя тепло, а в испарителе под воздействием низкого давления вскипает и переходит в газообразное, поглощая тепло. В некоторых конденсаторах используется режим переохлаждения, т.е. дальнейшее охлаждение сконденсировавшейся жидкости ниже ее температуры кипения.



Рисунок 1.4 – Воздушный конденсатор

Из конденсатора жидкость проходит через терморегулирующий вентиль (ТРВ), необходимый для создания разности давлений между конденсатором и испарителем, при которой происходит цикл теплопередачи. Он позволяет правильно (наиболее полно) заполнять внутренний объем испарителя вскипевшим хладагентом. Пропускное сечение ТРВ изменяется по мере снижения тепловой нагрузки на испаритель; при понижении температуры в камере количество циркулирующего хладагента уменьшается. Капилляр — это аналог ТРВ. Он не меняет свое сечение, а дросселирует определенное количество хладагента, зависящее от давления на входе и выходе капилляра, его диаметра и типа хладагента.

Обычно также присутствует теплообменник, выравнивающий температуру на выходе из конденсатора и из испарителя. В результате к дросселю поступает уже охлажденный хладагент, который затем ещё сильнее охлаждается в испарителе, в то время как хладагент, поступивший из конденсатора подогревается, прежде чем поступить в компрессор и конденсатор. Это позволяет увеличить эффективность холодильника.

Поскольку температура кипения (насыщения) для данного давления оказывается ниже температуры жидкости, начинается ее интенсивное кипение; при этом часть жидкости испаряется, а температура оставшейся части опускается до равновесной температуры насыщения (тепло жидкости расходуется на ее превращение в пар). Процесс дросселирования иногда называют

внутренним охлаждением или самоохлаждением, поскольку в этом процессе температура жидкого хладагента снижается до нужного уровня. Таким образом, из дроссельного вентиля выходят насыщенная жидкость и насыщенный пар. Насыщенный пар не может эффективно отводить тепло, поэтому он перепускается мимо испарителя и подается прямо на вход компрессора. Между дросселем и испарителем установлен сепаратор, в котором пар и жидкость разделяются. При достижении необходимой температуры температурный датчик размыкает электрическую цепь и компрессор останавливается. При повышении температуры (за счёт внешних факторов) датчик вновь включает компрессор. Процесс повторяется вновь.

Для повышения экономической эффективности холодильной машины (снижения затрат энергии на единицу отнятого от охлаждаемого тела количества теплоты) иногда перегревают пар, всасываемый компрессором, и переохлаждают жидкость перед дросселированием. По этой же причине для получения температур ниже $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ используют многоступенчатые или каскадные холодильные машины.

В многоступенчатых холодильных машинах сжатие пара производится последовательно в несколько ступеней с охлаждением его между отдельными ступенями. При этом в двухступенчатых холодильных машинах получают температуру кипения хладагента до $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В каскадных холодильных машинах, представляющих собой несколько последовательно включенных холодильных машин, которые работают на различных, наиболее подходящих по своим термодинамическим свойствам для заданных температурных условий хладагентах, получают температуру кипения до $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$.

1.2 Энергосбережение при работе тепловых машин

В работе [24], посвященной решению вопроса эффективности энергосбережения систем жизнеобеспечения при использовании холодильной машины, приведен анализ экономической эффективности при использовании холодильной машины, в качестве основного источника холодоснабжения системы

кондиционирования воздуха в летний период года и в качестве дополнительного источника теплоснабжения в холодный период года.

Методом сравнительного анализа, автором [24] оценена экономия по первоначальным инвестициям в реализацию энергоцентра по применению абсорбционных холодильных машин, за счет сокращения платы на подключения к сетям, которая составила 57,9 млн руб., а ежегодная экономия на эксплуатации энергоцентра – 7,6 млн руб.

В системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, в холодильной технике и в системах утилизации тепла большую часть оборудования занимают теплообменные аппараты различных видов.

Характерной чертой развития народного хозяйства является постоянный рост его энергетической базы, энерго-ресурсосбережения технологических процессов и оптимизация теплообменных процессов и систем. Экономия расходов топливно-энергетических ресурсов может быть достигнута как за счёт интенсификации процессов теплообмена в теплообменной аппаратуре, так и в результате рационального использования вторичных энергоресурсов [25].

Для проведения исследований в работе [26] создана специальная экспериментальная установка, представляющая собой одноступенчатую холодильную машину на базе поршневого компрессора КСТ-3,2 с системами подачи воды в конденсатор типа «труба в трубе» и хладоносителя в испаритель типа «труба в трубе». Для определения эффективности конденсатора с накатанной трубой, исследования холодильной установки сначала проводились над гладкотрубным конденсатором. Затем гладкотрубный конденсатор был заменён на конденсатор с накатанной трубой. После обработки опытных данных определялись холодопроизводительность установки Q_0 и электрическая мощность компрессора $N_{эл}$. Для выявления эффективности конденсатора с накатанной трубой, в работе [26] приводятся данные установки, полученные с гладкотрубным конденсатором. Сравнение этих параметров показало, что холодопроизводительность установки, в которой применён конденсатор с накатанной трубой, на 2 ÷ 7 % выше холодопроизводительности установки с гладкотрубным конденсатором. Получение такого положительного

эффекта связано с понижением температуры конденсации установки при применении в конденсаторе накатанной трубы вместо гладкой.

По мнению автора [27], одной из основных тенденций развития техники низких температур на сегодня является повышение энергетической эффективности холодильного оборудования и снижение воздействия с его стороны на окружающую среду. В связи с этим весьма остро встает вопрос о том, какие хладагенты останутся на рынке и найдут применение в холодильной технике в ближайшее десятилетие.

С одной стороны, последние годы активно пропагандируется идея более широкого применения в холодильных системах и низкотемпературной энергетике, так называемых природных хладагентов: аммиака, углеводородов, диоксида углерода. С другой стороны, сегодня некоторые компании – производители синтетических хладагентов усиленно продвигают четвертое поколение фторуглеродов – гидрофторолефины, которые, по заверениям представителей этих компаний, имеют весьма низкий потенциал глобального потепления (ПГП), сохраняя полезные свойства и отличные эксплуатационные характеристики.

В работе [27] приводится другая тенденция развития техники низких температур, а именно отмечалось, что в настоящее время российский рынок тепловых насосов (ТН) развит слабо и ждет государственной поддержки. К сожалению, существовавшая совсем недавно относительная дешевизна природного газа на внутреннем рынке не стимулировала внедрение и широкое использование этой техники. Однако постоянный рост тарифов может привести к тому, что в ближайшие 5–10 лет появятся предпосылки для более массового и экономически обоснованного применения теплонасосных технологий в стране, несмотря на высокую стоимость воздушных и уж тем более геотермальных тепловых насосов.

Использование системного подхода и совмещения принципов декомпозиции и композиции [28, 29], позволяет сформировать иерархическую структуру предприятия, выделить отдельные подсистемы различных видов энергетического обеспечения. Для каждой из выделенных подсистем формируются методики скоординированного оптимального управления, обеспечивающих

получение максимального снижения уровня энергопотребления на производство единичного условного продукта.

Повышение энергетической эффективности производств, потребляющих холод, охватывает целый спектр технических решений в следующих областях:

- энергоэффективности строительных конструкций зданий и сооружений;
- энергоэффективности электрических систем;
- энергоэффективности систем холодоснабжения;
- энергоэффективности систем вспомогательного энергетического обеспечения (отопление, вентиляция, воздухообеспечение, водоснабжение, канализация);
- эффективности технологических производств, обеспечивающих оптимальный объем, ассортимент и качество продукции с возможностью утилизации сбросной энергии.

1.3 Установка форконденсаторов для частичной (полной) утилизации теплоты конденсации

В настоящей работе рассматриваются холодильные машины, содержащие замкнутый контур, в которых установлены полугерметичные винтовые компрессора, конденсатор с воздушным охлаждением, регенеративный теплообменник, электронный регулирующий клапан и испаритель с трубопроводами подвода и отвода охлаждаемого хладагента. Система отличается тем, что с целью повышения экономичности, установка дополнительно содержит форконденсатор с жидкостным охлаждением, который включен в замкнутый контур после компрессора и снабжен жидкостным циркуляционным кольцом с насосом и патрубком подпитки. Форконденсатор на выходе соединен с входом испарителя автономной магистралью и служит для предварительного охлаждения горячего пара холодильного агента после компрессора.

Пары хладагента поступают сначала в форконденсатор, где отводится тепло перегрева. Форконденсатор выполнен из серебряных труб. Из форконденсатора пары направляются в змеевики конденсатора, выполненные из гладких труб, где конденсируются [30].

В обычных системах теплота, выделяющаяся при работе низкотемпературных холодильных установок, сбрасывается в окружающую среду с помощью воздушных конденсаторов. С помощью фторконденсаторов возможно использовать эту теплоту двумя способами:

1. Для обогрева воды, используемой в отоплении или для технологических нужд предприятия. Для этой цели используется теплота перегрева сжатых газов хладагента, выделяющаяся при работе холодильной установки.

2. Для воздушного обогрева помещений утилизация паров теплоты конденсации позволяет использовать практически 100 % тепла, но тепло используется низкопотенциальное, нагревающее воздух до 35-45 °С.

Организация системы утилизации бросового тепла позволяет экономить энергоресурсы предприятия, уменьшая количество потребителей энергии. Основным нюансом при внедрении данных систем является то, что нет универсальной схемы построения системы рекуперации для всех предприятий, а с усложнением холодильной системы пластинчатыми рекуператорами и дополнительными устройствами, вместо экономии можно получить перерасход энергии.

1.4 Энергосбережение на крытых ледовых аренах и использование бросового тепла

Анализ применения энергоэффективных систем в тепловых машинах (для снижения потребляемой и установленной мощности с одновременным увеличением холодопроизводительности без изменения сметной стоимости) на крытых ледовых аренах, для которых характерна круглогодичная работа холодильных машин примерно с одной и той же нагрузкой, показал возможность постоянной утилизации большого количества тепла. Основные направления энергосбережения для сооружений с ледовой ареной следующие: применение энергоэффективных изоляционных материалов и источников света; сбалансированная система отопления, вентиляции и кондиционирования; рециркуляция и рекуперация воздуха, организация правильного воздухораспределения; водоподготовка для заливки льда, грамотное намораживание и

обслуживание льда; использование систем автоматизации и контроля ресурсопотребления; создание высокоэффективного холодильного и технологического оборудования; утилизация тепловой энергии, получаемой при работе холодильных машин [31].

1.5 Современное состояние вопроса в области применения систем с единым контуром тепловых машин

Утилизация низкопотенциального тепла от холодильных установок находит широкое применение в супермаркетах, молокозаводах, ледовых дворцах. Система утилизации низкопотенциального тепла актуальна для объектов, на которых одновременно с потребностью в холодоснабжении существует потребность в горячем водоснабжении и (или) отоплении [32].

В качестве самого заметного примера последних лет можно назвать XXI зимние Олимпийские игры в Ванкувере (2010 г., Канада), где вся нагрузка на отопление легла на подобную систему [32]. Наиболее перспективным считается применение утилизированного тепла на подогрев воды на различные технологические нужды. Так, при некоторых производственных процессах, требуется постоянное большое количество холода для охлаждения валов двигателей. Утилизируемая от холодильных установок теплота расходуется для технологических нужд и горячего водоснабжения. Потребность данного производства по горячей воде составляла 1406 кВт, при этом нагрев воды следовало осуществлять с 12 °С до 60 °С [32]. Для этих целей был использован поршневой компрессор модели с максимальным рабочим давлением 50 бар, работающий на аммиаке при $T_E/T_C = (+35/+67) \text{ } ^\circ\text{C}$ ($P_S/P_D = 13,5/30,5$ бар) и вырабатывающий тепло в необходимом объеме при частоте вращения вала 970 об/мин [33].

1.6 Выводы по главе 1

Технологии энергосбережения в холодильных установках в последние годы становятся актуальными в России. Внедрение систем утилизации низкопотенциального тепла позволяет использовать его для нагрева различных

теплоносителей (воздуха, воды и т.п.), экономить электроэнергию и снижать электрическую нагрузку.

Все более актуальным становится развитие техники в сторону уменьшения воздействия на экологию и окружающую среду. Использование холодильных машин с утилизацией теплоты весьма актуально, так как позволяет сократить выбросы тепла в атмосферу и направить это тепло на использование в других процессах, что в итоге повышает энергоэффективность благодаря снижению потребления электроэнергии для этих нужд. Кроме того, систему утилизации теплоты можно размещать не только на новых установках, но и на уже запущенных в эксплуатацию.

2 Разработка и исследование усовершенствованной системы утилизации теплоты конденсации тепловых машин

2.1. Показатели, характеризующие объект исследования

Исследование выполнялось в здании Санкт-Петербургского государственного бюджетного учреждения Спортивная школа олимпийского резерва по фигурному катанию на коньках (сокращенное наименование: СПб ГБУ СШОР по фигурному катанию на коньках), созданного в соответствии с приказом Комитета Мэрии Санкт-Петербурга по физической культуре и спорту №638 от 03.04.1995 г. Дата введения в эксплуатацию 2006 год.

Здание представляет собой спортивный комплекс (рисунок 2.1, а) общей площадью 15446,0 м², включающий каток с трибунами на 1500 зрителей (рисунок 2.1, б), тренировочный каток (рисунок 2.1, в), вестибюль, спортзалы, залы для хореографии, детский каток (рисунок 2.1, г), медицинский сектор, включающий зону физиотерапии и реабилитации, столовую, бытовые, вспомогательные и административные помещения.

Холодоснабжение трех катков (2 катков – 30×60 м² и 1 катка 20×24 м², общая площадь 4100 м²) осуществляется от трёх холодильных машин VE/SMED-BT2402 (завод-изготовитель Climaveneta, Италия), с суммарной производительностью по холоду 900 кВт, электропотребление 1100 кВт, в состав которых входят:

- полугерметичные винтовые компрессора CSH8573-140Y-40D (завод-изготовитель Bitzer, Германия), в количестве 6 штук;
- форконденсаторы CPS/S145HR (завод-изготовитель Alfa Laval, Италия), в количестве 6 штук;
- воздушные конденсаторы ECA12N9P10C2 (завод-изготовитель Friga-Bohn, Франция), в количестве 3 штук;

В бетонные основания полей уложено 43000 метров полиэтиленовых труб (диаметром 30 мм) холодного поля и 15000 метров теплого поля системы защиты грунта от промерзания.



а)



б)



в)



г)

Рисунок 2.1 – Санкт-Петербургское государственное бюджетное учреждение
Спортивная школа олимпийского резерва по фигурному катанию на коньках:
а) – главный вход; б) – каток с трибунами (60×30 м); в) – тренировочный каток (60×30 м); г) – детский каток (24×20 м)

Для поддержания оптимальных условий микроклимата в здании, в соответствии с проектом смонтирована приточная и вытяжная вентиляция помещений, которая осуществляется 60 вентиляционными системами (12 приточных, 4 кондиционера, 44 вытяжки), смонтированными на базе оборудования фирмы VTS Clima (производства Польши), которая обеспечивает 71000 м³/час приточного воздуха и вытяжку 96000 м³/час.

Микроклимат на ледовых аренах обеспечивается 4 системами кондиционирования, управляемых автоматикой фирмы KIEBACK & PETER (Германия), производительностью 63000 м³/ч, и 20 тепловентиляторами типа VOLCANO VR2.

Кондиционирование воздуха на рабочих местах, помимо системы приточно-вытяжной вентиляции, осуществляется сплит-системами и мультизональными кондиционерами.

Объектом исследования является система воздушного отопления трех ледовых арен, которая в отопительный период потребляет теплоту от теплоснабжающей организации, а в межотопительный период обеспечивается теплом от теплового насоса чиллера SRAN-R/SL1202 (производство Climaveneta, Италия).

Основным элементом системы воздушного отопления ледовых арен является водяной тепловентилятор типа VOLCANO VR2 (рисунок 2.2),



Рисунок 2.2 – Водяной тепловентилятор VOLCANO VR2 (а) и его размещение в помещении СПб ГБУ СШОР по фигурному катанию на коньках (б)

в количестве 20 штук (технические характеристики VOLCANO VR2 представлены в таблице 2.1). Этот промышленный тепловентилятор позволяет эффективно обогревать помещения широкой площади. Благодаря повышенным мощностным характеристикам (8–50 кВт), он применяется для монтажа на крупных объектах, таких как производственные цеха, склады и ангары, розничные и оптовые магазины, супер и гипермаркеты, спортивные комплексы, спортзалы, птицефабрики, объекты религиозного назначения и пр.

Таблица 2.1 – Технические характеристики тепловентилятора VOLCANO VR2

Наименование параметра	Значение
Количество рядов теплообменника	2
Максимальный расход воздуха	4850 м ³ /ч
Мощность	8-50 кВт
Максимальная температура теплоносителя	130 °С
Максимальное рабочее давление	1,6 Мпа
Максимальная длина горизонтального потока воздуха	22 м
Максимальная длина вертикального потока воздуха	11 м
Внутренний объем теплообменника	2.16 дм ³
Диаметр присоединительных патрубков	3/4
Масса агрегата (без воды)	29 кг
Напряжение /частота электропитания	1 ~ 230/50 В/Гц
Мощность электродвигателя	0.28 кВт
Номинальный ток электродвигателя	1.3 А
Частота вращения электродвигателя	1380 об/мин
Степень защиты электродвигателя (IP)	54
Теплоноситель	Вода
Страна производства	Польша
Гарантия	5 лет
Уровень шума	56 Дб
Размеры (В,Ш,Г)	700x700x610

Специализированная конструкция данного агрегата простая, надежная и эффективная при эксплуатации. Через водяной теплообменник с большой

теплоотдающей поверхностью циркулирует теплоноситель. Он эффективно прогревает воздушный поток, а далее электрический вентилятор, распределяет тепло по всей существующей площади объекта. Тепловой агрегат с однорядным теплообменником мощностью от 8 до 50 кВт с расходом воздуха до 5300 м³/час оснащен энергоэффективным двигателем с бесступенчатым регулированием скорости.

2.2 Существующая система частичной утилизации теплоты конденсации в СПб ГБУ СШОР по фигурному катанию на коньках

В существующей системе частичной утилизации теплоты конденсации в СПб ГБУ СШОР по фигурному катанию на коньках (рисунок 2.3), горячие



Рисунок 2.3 – Схема распределения воздушных потоков тепловентиляторов над ледовой ареной

пары холодильного агента после процесса сжатия в компрессоре холодильной машины, перед тем как попасть в воздушные конденсаторы, проходят через фторкондесатор, где часть тепла передается циркулирующему во втором контуре теплоносителю (в данном случае воде), который, в свою очередь, за счет циркуляционного насоса (модель IL50/170-7, завод изготовитель WILO, Германия), поступает только во второй контур нагрева воздушных кондиционеров ледовых арен, который расположен после контура первого нагрева (от теплоснабжающей организации). Далее нагретый воздух из системы кондиционирования поступает в верхнюю часть ледовой арены под кровлю.

2.3 Усовершенствование систем частичной утилизации теплоты конденсации СПб ГБУ СШОР по фигурному катанию на коньках

Выполненное исследование системы утилизации теплоты конденсации холодильных машин в СПб ГБУ СШОР по фигурному катанию на коньках (далее – «Учреждение») [34], показало, что до модернизации оборудования, теплоноситель из существующих фторконденсаторов отбора тепла от горячих паров холодильного агента поступал только в систему кондиционирования воздуха (во второй контур нагрева кондиционера К1–К2), где полезно не использовался, в связи с тем, что полностью отказаться от использования первого контура нагрева кондиционеров ледовых арен, для максимальной загрузки второго контура, невозможно, из-за возможного замораживания теплообменника и срабатывания системы автоматики, поэтому воздух попадает на второй контур уже подогретый (выше $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$). Максимально загрузить второй контур нагрева так же не представляется возможным, т.к. значительное увеличение температуры элементов установки может привести к повреждениям двигателя, подшипников, деталей из синтетических материалов [35]. Подвод приточно-вытяжных трубопроводов на ледовые арены выполнен на высоте более 6 метров от уровня пола (рисунок 2.3), что не позволяло поддерживать установленные параметры микроклимата, в соответствии с требованиями на уровне 1,5 метров от льда ($+6...+12\text{ }^{\circ}\text{C}$) [36, 38].

После модернизации системы (рисунок 2.4), теплоноситель от фторконденсаторов поступает через установленный вентиль (№ 8) и трубопроводы (рисунок 2.5) в систему воздушного отопления трех ледовых арен, которые оптимально утилизируют направленное на них тепло, а так же обеспечивают расчетные параметры микроклимата в помещении [39–42], за счет чего появилась возможность полностью отказаться от использования тепла теплонабжающей организации для воздушного отопления ледовых арен.



Рисунок 2.4 – Врезка в систему утилизации теплоты конденсации холодильных машин гидравлической системы циркуляции теплоносителя тепловентиляторов ледовых арен

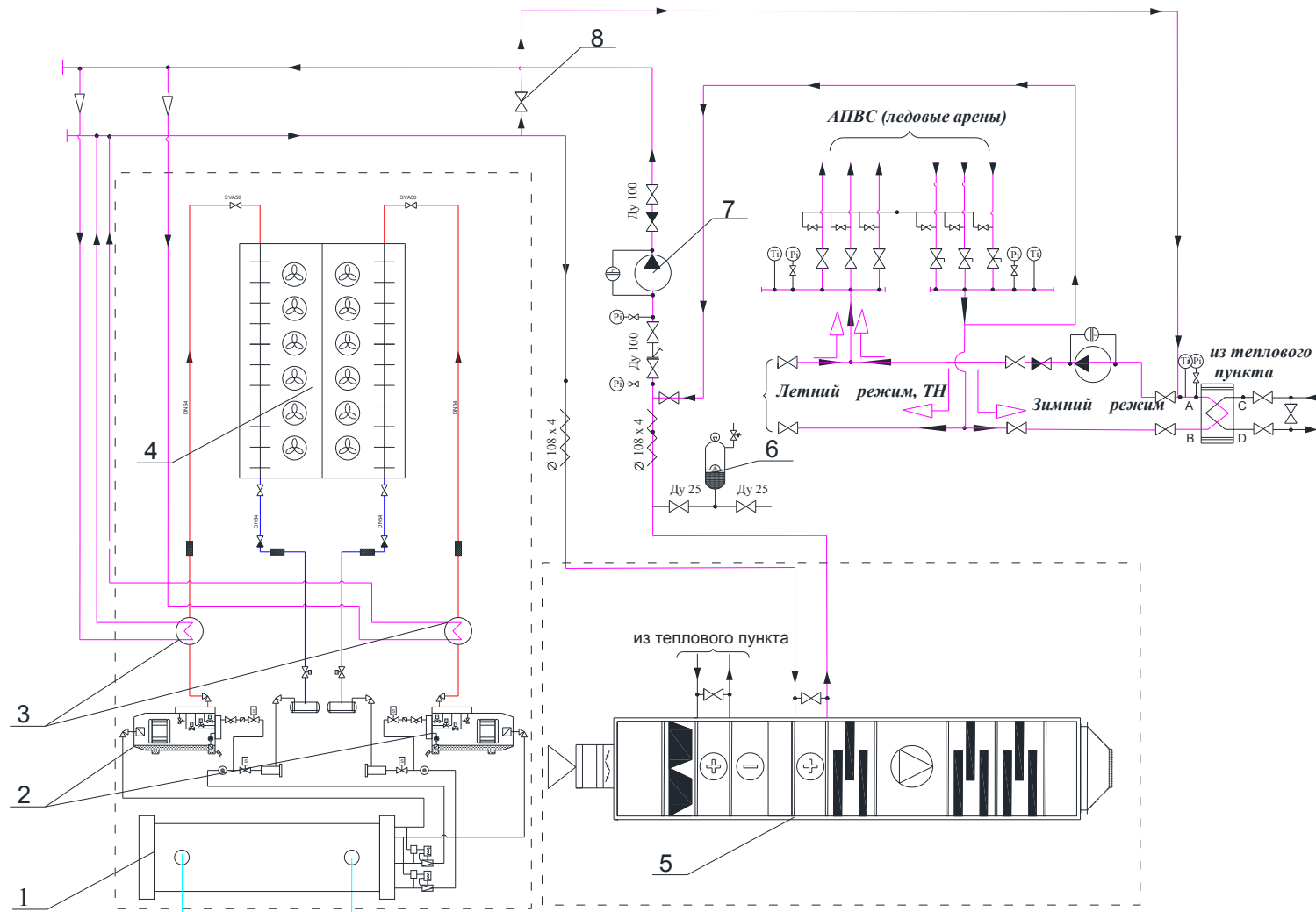


Рисунок 2.5 – Гидравлическая схема системы утилизации теплоты конденсации холодильных машин:

1 – испарительно-компрессорный агрегат BE/SMED-BT 2402 (завод-изготовитель Climaveneta, Италия); 2 – полугерметичные винтовые компрессора CSH8573-140Y-40D (завод-изготовитель Bitzer, Германия); 3 – форконденсаторы CPS/S145HR (завод-изготовитель Alfa Laval, Италия); 4 – воздушные конденсаторы ECA12N9P10C2 (завод-изготовитель Friga-Bohn, Франция); 5 – кондиционеры K1, K2 (завод-изготовитель VTS Clima, Польша);

6 – мембранный расширительный бак Reflex N200 (завод-изготовитель Reflex, Германия); 7 – Циркуляционный насос IL50/170-7 (завод-изготовитель WILO, Германия); 8 – задвижка чугунная с обрешиненным клином BV GGG50 (завод-изготовитель HEBEI CENTRAL, Китай)

2.4 Техничко-экономическое обоснование реконструкции системы утилизации теплоты конденсации

Для проведения технико-экономического обоснования реконструкции системы утилизации теплоты конденсации в СПб ГБУ СШОР по фигурному катанию на коньках использованы следующие подходы.

1. Расчет экономического эффекта при полном отказе от использования тепла теплоснабжающей организации в системе воздушного отопления ледовых арен в отопительный период (с января по апрель и с октября по декабрь (7 месяцев)), выполнен по зависимости

$$C_{\text{год.эфф.от тепла}} = T_{\text{год.раб.}} \times Q_{\text{утил}} \times C_{\text{теп.эн}} \times K_{\text{исп.тепл.}} - C_{\text{затр.на раб.сист.}} \quad (2.1)$$

где $C_{\text{год.эфф.от тепла}}$ – суммарный годовой эффект при отказе от тепла теплоснабжающей организации, млн руб.; $T_{\text{год.работы}}$ – время отопительного сезона, ч./год; $Q_{\text{утил}}$ – теплота утилизируемая на фторконденсаторах, кВт; $K_{\text{исп.тепл.}}$ – вводится коэффициент использования теплоты конденсации, равный 0,5, из-за невозможности использования системы на 100 %; $C_{\text{теп.эн.}}$ – стоимость тепловой энергии, руб./кВт; $C_{\text{затр. а работу сист.}}$ – затраты на работу системы, руб.; $T_{\text{год.работы}} = 18 \text{ ч./сут.} \times 7 \text{ дн./неделю} \times 4,4 \text{ недели/месяц} \times 7 \text{ мес./год} = 3880,8 \text{ ч./год}$; $Q_{\text{утилиз}} = 6 \text{ фторконденсаторов} \times 75 \text{ кВт} = 450 \text{ кВт}$; $C_{\text{теп.эн.}} = 2,087 \text{ руб./кВт с НДС}$ ($1 \text{ Гкал} = 1,163 \text{ МВт} = 1163 \text{ кВт}$. При стоимости 1 Гкал 2427 руб. с НДС, получаем стоимость 1кВт тепловой энергии $2427/1163 = 2,087 \text{ руб./кВт}$); $C_{\text{затр.на работу сист}}$ – для работы системы необходим только циркуляционный насос, мощностью 7,5 кВт., т.е. средняя мощность потребления системы утилизации теплоты конденсации составляет $N_{\text{ср.мощн.сист.утил.тепл.}} = 7,5 \text{ кВт}$.

СПб ГБУ СШОР по фигурному катанию на коньках оплачивает потребленную электрическую энергию по четвертой ценовой категории АО «Петербургская сбытовая компания» по тарифам, приведенным в таблице 2.2. При этих тарифах, затраты на работу системы утилизации теплоты конденсации, определяемые по зависимости:

Таблица 2.2 – Тарифы на оплаты электрической энергии
СПб ГБУ СШОР по фигурному катанию на коньках

Стоимость	Обозначение	Размерность	Величина
1 кВт·ч электрической энергии	$\Pi_{\text{эл.эн.}}$	руб./кВт·ч	1,84
1 кВт по передачи электрической мощности	$\Pi_{\text{перед.эл.мощн}}$	руб./кВт	1583
1кВт потребленной электрической мощности	$\Pi_{\text{потр.эл.мощн}}$	руб./кВт	775

$$C_{\text{затраты на работу сист.}} = (T_{\text{год.работы}} \times (N_{\text{средн.мощн.потр.сист.утил.тепл.}} \times \Pi_{\text{эл.эн.}})) + 7\text{мес.} \times (N_{\text{средн.мощн.потр.сист.утил.тепл.}} \times (\Pi_{\text{перед.эл.мощн.}} + \Pi_{\text{порт.эл.мощн.}})) \quad (2.2)$$

составят:

$$C_{\text{затраты на работу сист.}} = (3880,8 \times (7,5\text{кВт} \times 1,84)) + 7 \times (7,5\text{кВт} \times (1583 + 775)) = 177350 \text{ руб.}$$

$$C_{\text{год.эфф.от тепла}} = 3880,8 \text{ часов/год} \times 450 \text{ кВт} \times 2,087 \text{ руб./кВт} \times 0,5 - 177350 \text{ руб.} = 1,65 \text{ млн.руб./7 мес. или } 235\,714 \text{ руб./мес.}$$

Суммарный годовой эффект при отказе тепла от теплоснабжающей организации ГУП ТЭК СПб в системе воздушного отопления ледовых арен за счёт использования тепловентиляторов в отопительный период (с января по апрель и с октября по декабрь – 7 месяцев) составил 1,65 млн руб./7 мес. или 235714 руб./мес. (рисунок 2.6), [43].

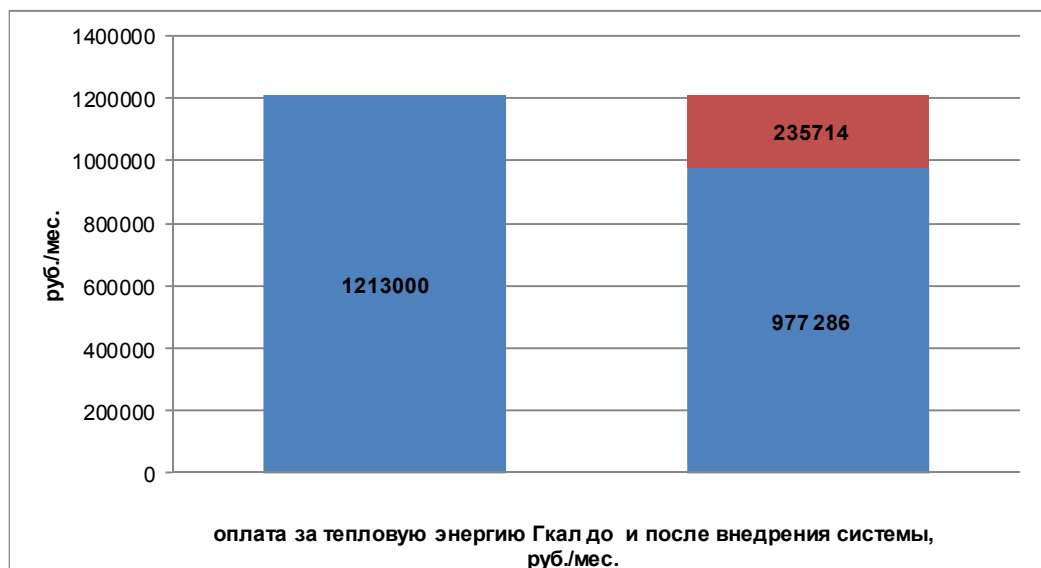


Рисунок 2.6 – Оплата за потребленные Гкал тепловой энергии до и после внедрения системы (руб./мес.) [43]

2. Расчет экономического эффекта при полном отказе от использования теплового насоса (чиллера), используемого в межотопительный период (с мая по сентябрь (5 месяцев)), выполнен по следующей зависимости

$$\begin{aligned}
 C_{\text{экон.от теплового насоса}} = & \\
 = (T_{\text{год.работы}} \times ((N_{\text{средн мощн.потр.тепл.нас.}} + N_{\text{средн мощн.потр.цирк.насос}}) \times C_{\text{эл.эн.}})) + & \\
 + 5\text{мес.} \times ((N_{\text{средн мощн.потр.тепл.нас.}} + N_{\text{средн мощн.потр.цирк.насос}}) \times & \\
 \times (C_{\text{перед.эл.мощн.}} + C_{\text{порт.эл.мощн.}})) & \quad (2.3)
 \end{aligned}$$

где $C_{\text{экон.от теплового насоса}}$ – экономия от использования теплового насоса, руб.; $T_{\text{год.работы}}$ – время работы теплового насоса в межотопительный период, часов/год; $N_{\text{средн.мощн.потр.тепл.нас.}}$ – средняя потребляемая мощность теплового насоса; $N_{\text{средн.мощн.потр.тепл.нас.}}$ – средняя потребляемая мощность одного электродвигателя циркуляционного насоса, кВт; $C_{\text{эл.эн.}}$ – стоимость электрической энергии, руб./кВт в час; $C_{\text{перед.эл.мощн}}$ – стоимость 1кВт по передачи электрической мощности; $C_{\text{потр.эл.мощн}}$ – стоимость 1кВт потребленной электрической мощности; $T_{\text{год.работы}}$ – период работы (18 час/день×7 дней/неделю×4,4 недели/месяц×5 месяцев/год = 2772 часов/год).

Тепловой насос применяется в межотопительный период с мая по сентябрь (5 месяцев). При существующих тарифах оплаты потребленной электрической энергии (таблица 2.2), экономия при отказе от теплового насоса составит: $C_{\text{экон.от теплового насоса}} = (2772 \times ((33\text{кВт} + 7,5\text{кВт}) \times 1,84)) + 5\text{мес.} \times ((33\text{кВт} + 7,5\text{кВт}) \times (1583 + 775)) = 684064 \text{ руб./5 месяцев (136812 руб./мес.)}$, (рисунок 2.7), [43].

Общая расчетная годовая экономия от работы системы утилизации тепла, при отказе от использования тепла теплоснабжающей организации и теплового насоса, рассчитанная по зависимости

$$C_{\text{экон.}} = C_{\text{год.эфф.от тепла}} + C_{\text{экон.от тепл.насоса}} - C_{\text{затраты на работу сист.}} \quad (2.4)$$

с учетом затрат на работу системы составила:

$$C_{\text{экон.}} = 1,65 \text{ млн.руб} + 684064 \text{ руб} - 177350 \text{ руб.} = 2,15 \text{ млн.руб.}$$

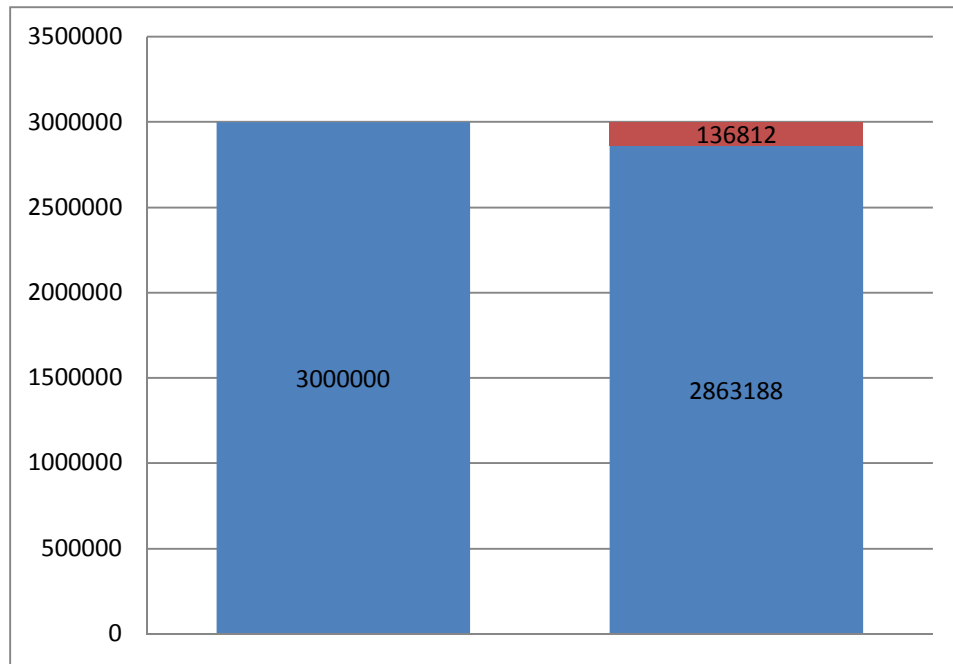


Рисунок 2.7 – Оплата электрической энергии до и после внедрения системы, (руб./мес.)

Определение затрат на внедрение системы утилизации теплоты конденсации холодильных машин (рисунок 2.8), выполнено с учетом стоимости оборудования и монтажных работ (115131,42 руб.), и затрат на работу системы



Рисунок 2.8 – Внедрение системы утилизации теплоты конденсации холодильных машин в существующую гидравлическую систему воздушного отопления контура тепловентиляторов ледовых арен

(работа одного электродвигателя 7,5 кВт – 207953руб. в год.), аналогично зависимости (2.2). Затраты на реализацию составили:

$$(6098,4 \times (7,5 \text{ кВт} \times 1,84)) + 7 \times (7,5 \text{ кВт} \times 1583 + 7,5 \text{ кВт} * 775) = 207953 \text{ руб./год.}$$

После определения общей экономии от внедрения системы утилизации теплоты конденсации, экономии при отказе от использования тепла тепло-снабжающей организации в отопительный период и отказа от использования теплового насоса в межотопительный период (с учетом локально-сметных затрат на установку системы), определен срок окупаемости системы, $\tau_{\text{ок}}$:

$$\tau_{\text{ок}} = C_{\text{затрат}} / C_{\text{экон.}} = 115131 \text{ руб.} / 2,15 \text{ млн.руб.} \approx 1 \text{ мес.}$$

2.5 Выводы по главе 2

1. Реализация системы утилизации теплоты конденсации позволила примерно на 70 % сократить долю сторонних источников тепла.

2. Увеличение энергетической эффективности собственных инженерных систем достигнуто без существенных капитальных затрат при минимальных сроках внедрения и сокращении простоя оборудования.

3. Эксплуатационные затраты на отопление и электроэнергию от сторонних поставщиков снизились более чем на 2,46 млн. рублей в год, а тепловое загрязнение окружающей природной среды сокращено не менее чем на 1,4 ГВт в год.

3 Результаты внедрения усовершенствованной системы утилизации теплоты конденсации тепловых машин

3.1 Разработка и внедрение исследовательского стенда

Для проведения анализа соответствия фактических затрат результатам технико-экономических расчетов, с использованием фиксации параметров работы усовершенствованной системы выполнены разработка и внедрение исследовательского стенда (рисунок 3.1). Стенд включает стационарный теплосчетчик Streamlux-SLS-720FE и тепловычислитель СПТ-940, данные из которых непрерывно записываются и сохраняются на персональном компьютере.

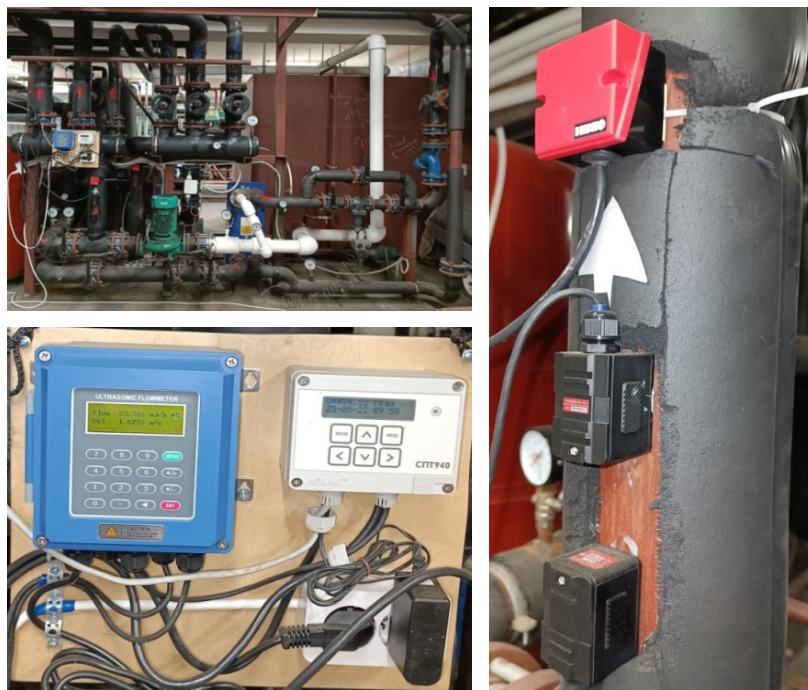


Рисунок 3.1 – Стенд для фиксации параметров работы усовершенствованной системы

Анализ получаемых с указанных приборов учета данных (расход теплоносителя, температура теплоносителя на входе и выходе из системы (перепад температур), количество теплоты, израсходованной в системе и др.), выполнен в программе «Пролог». По результатам анализа получена зависимость температуры теплоносителя на выходе из системы утилизации теплоты конденсации холодильных машин от времени дня, а так же обозначен диапа-

зон изменения определяющих параметров, который необходимо поддерживать для достижения поставленных в работе задач.

Анализ данных, полученных от исследовательского стенда за период с мая 2021 по июль 2022 года показал, что в усовершенствованной системе воздушного отопления полезно использовано не менее 516,23 Гкал (рисунок 3.2).

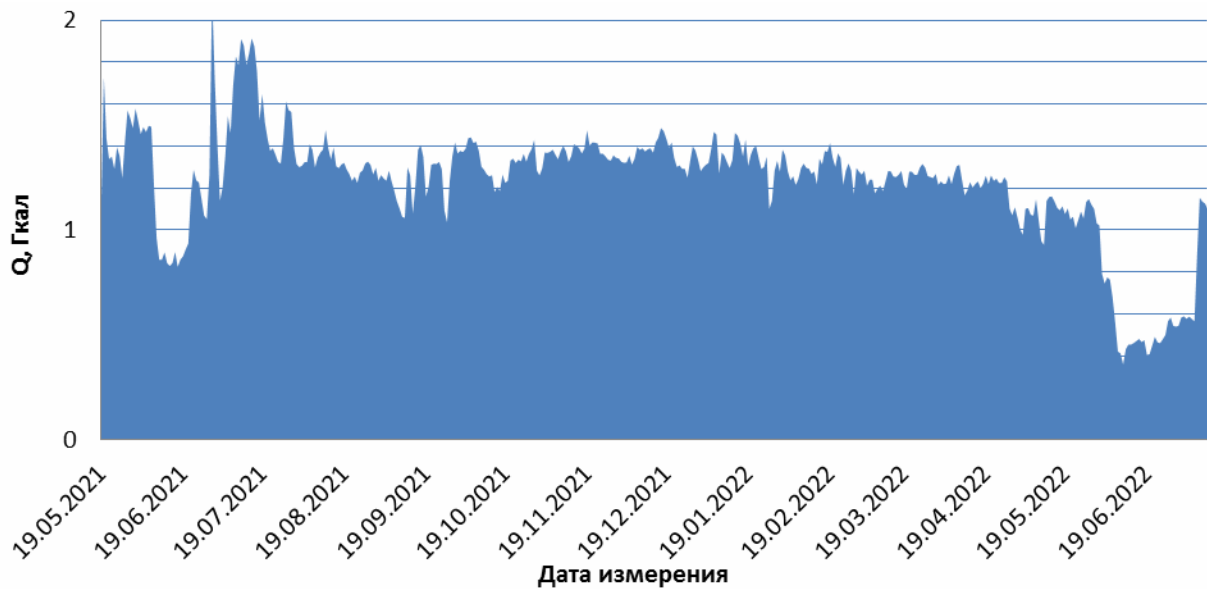


Рисунок 3.2 – Изменение количества потребления тепла в системе воздушного отопления ледовых арен, по месяцам за рассматриваемый период Q, Гкал.

Диаграмма, представленная на рисунке 3.3 иллюстрирует изменение температуры теплоносителя на входе в систему, а диаграмма рисунка 3.4 – разницу температур теплоносителя на входе и выводе из системы. Изменение указанных параметров за рассматриваемый период позволяет сделать вывод о том, что применение системы утилизации теплоты конденсации позволяет стабильно получать теплоноситель с температурой 35–40 °С. Данные, полученные от исследовательского стенда, в результате проведенного исследования подтверждают возможность отказа от использования тепла теплоснабжающей организации в системе воздушного отопления в пользу исследуемой системы, позволяющей полностью обеспечить отапливаемые помещения требуемым количеством тепла.

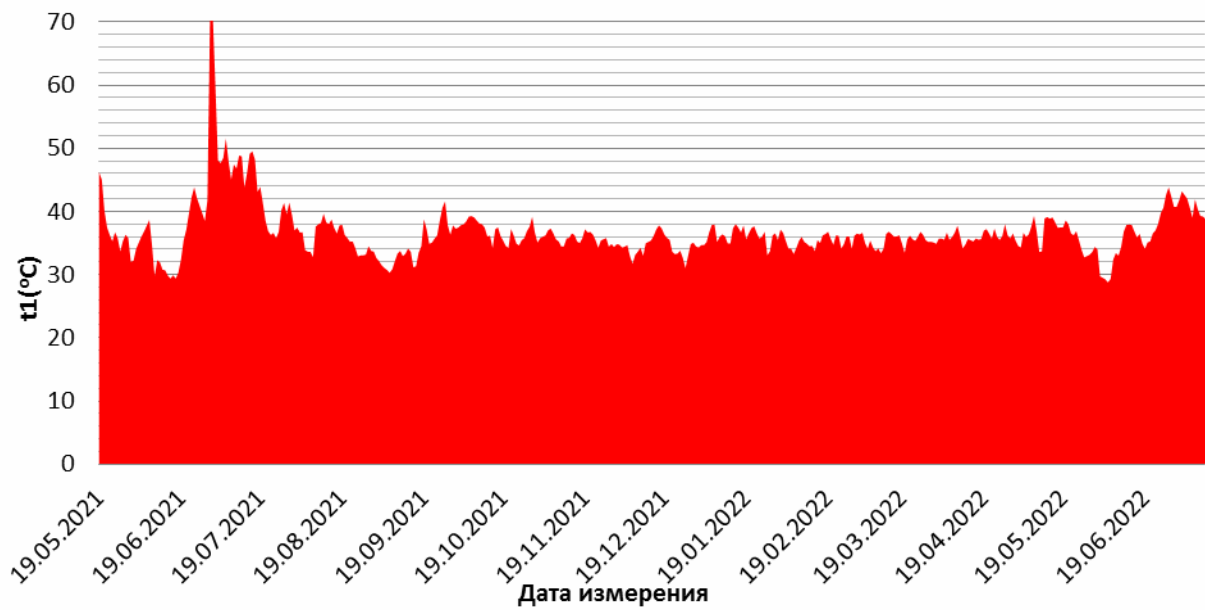


Рисунок 3.3 – Изменение температуры прямой воды в системе утилизации теплоты конденсации, по месяцам за рассматриваемый период, t_1 (°C)

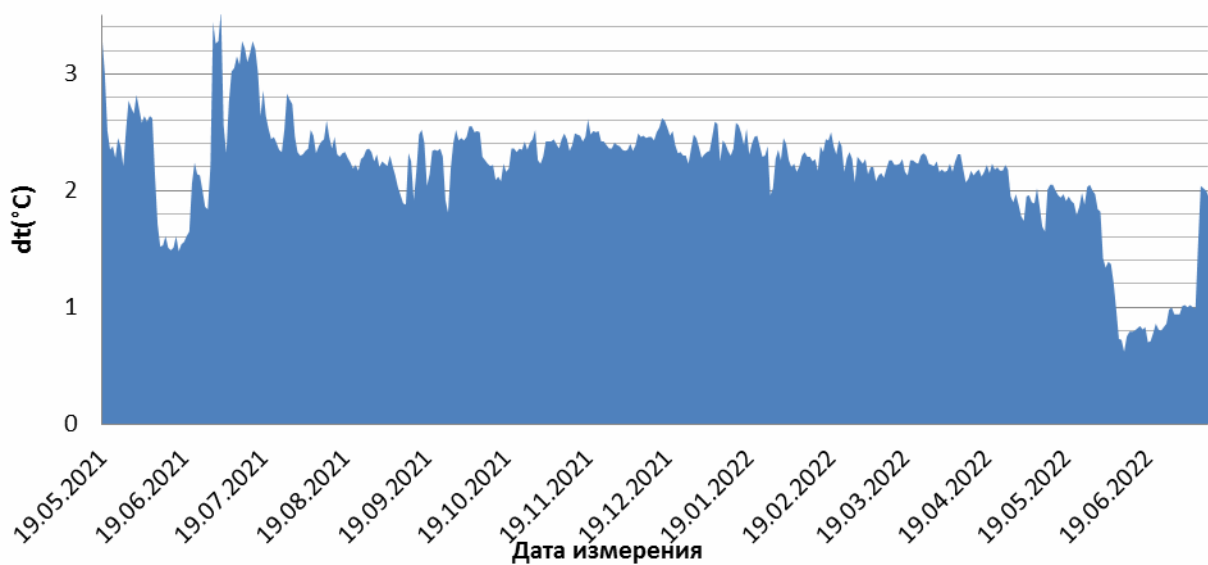


Рисунок 3.4 – Величина отклонения разницы температур на входе и выходе из системы по месяцам за рассматриваемый период, dt (°C)

Значение коммунальных затрат до и после внедрения системы утилизации тепла в системе воздушного отопления ледовых арен в отопительный период (оплата тепла теплоснабжающей организации за 7 месяцев) и в межотопительный период (оплата электроэнергии при работе теплового насоса за 5 месяцев), определенные расчетным путем [34], показаны в таблице 3.1, в которой

приведено сравнение фактических затрат, предоставленных главным энергетиком учреждения с данными, полученными от исследовательского стенда.

Таблица 3.1 – Коммунальные затраты системы воздушного отопления ледовых арен до и после внедрения системы утилизации теплоты

	Наименование затрат	Затраты оп- ределенные расчетным путем, руб.	Фактические затраты, руб.	Экономия, руб.
До внедрения системы утилизации	Тепло для системы воздушного отопления ледовых арен, полученное от теплоснабжающей организации	1 650 000	1 235 654	0
	Электрическая энергия для теплового насоса системы воздушного отопления	684 064	1 225 565	0
	Электрическая энергия для циркуля- ционного насоса системы воздушного отопления	307 028	307 028	0
	Итого:	2 641 092	2 768 247	
	Разница между расчетными и фактическими значениями	127 155		
После внедрения системы утилизации	Полезно использовано в системе воз- душного отопления 477,75 Гкал/год (данные исследовательского стенда) (Стоимость 1 Гкал = 3047,67 руб.)	0	0	1 456 024
	Электрическая энергия для циркуляционного насоса системы воздушного отопления	307 028	307 028	0

Результаты, представленные в таблице 3.1 показывают, что затраты полученные расчётным путем имеют незначительное отклонение от фактических значений, не более 4 %, которые подтверждают, что расчеты и заявленный экономический эффект верные.

Одновременно зафиксировано увеличение энергетической эффективности холодильных машин (ввиду сокращения потребления электрической энергии в связи с меньшим числом включений осевых вентиляторов на воздушных конденсаторах), что, в свою очередь, положительно отразилось на снижении давления и температуры конденсации холодильного агента. Работа компрессоров холодильных машин на меньшей нагрузке так же приводит к снижению потребления электрической энергии, что увеличивает срок полезного использования оборудования при уменьшении межремонтного периода.

3.2 Математическое моделирование и численные исследования интегрированной системы тепловых машин ледовой арены

По итогам исследования работы системы составлена математическая модель расчета потребления теплоты:

$$\sum_0^{24} Q_i = \frac{\sum_0^{24} V_i}{n} \frac{\sum_0^{24} T1_i}{100} - \frac{\sum_0^{24} T2_i}{n} \quad (3.1)$$

где $\sum_0^{24} Q_i$ – расчетная теплота потребления за период i ; $\frac{\sum_0^{24} V_i}{n}$ – среднеарифметическое значение расхода теплоносителя за период i ; $\sum_0^{24} T1_i$ – среднеарифметическое значение температуры теплоносителя на выходе из системы за период i ; $\sum_0^{24} T2_i$ – среднеарифметическое значение температуры теплоносителя на входе в систему за период i ; 1000 – коэффициент для перевода значений в Гкал.

3.3 Результаты внедрения усовершенствованной системы утилизации теплоты конденсации тепловых машин и их анализ

В результате внедрения системы можно сделать следующие выводы:

1. Доказана возможность полного отказа от использования тепла, подаваемого теплоснабжающей организацией в системе воздушного отопления ледовых арен в пользу использования системы утилизации теплоты конденсации, что в том числе, обеспечивает возможность независимости от сторонних поставщиков энергоресурсов.

2. Сокращение коммунальных платежей на электроэнергию, за счет отказа от использования теплового насоса, а так же за потребление тепла от теплоснабжающей организации на 2,46 млн. руб. в год.

В таблице 3.2 приведены данные от приборов учета исследовательского стенда за период с июля 2021 года по июль 2022 года, по которым можно

сделать вывод о расходовании энергетических ресурсов для системы воздушного отопления ледовых арен.

Таблица 3.2 – Данные приборов энергоучета

Месяц	t1 (°C)	t2 (°C)	dt (°C)	V1 (м ³)	Q (Гкал)	Q _{среднее} (Гкал/мес.)	Стоимость 1 Гкал (руб.)	Средняя экономия по теплу в месяц (руб.)
01.07.21	37,89	35,84	2,05	16 855,01	34,83	37,50	3050	114 382
01.08.21	43,86	41,05	2,81	17 162,31	48,17			
01.09.21	35,70	33,36	2,34	17 381,81	40,85			
01.10.21	34,62	32,41	2,21	16 735,72	37,22			
01.11.21	36,85	34,51	2,34	17 444,92	40,97			
01.12.21	35,70	33,27	2,43	16 862,43	41,18			
01.01.22	34,45	32,04	2,42	17 364,11	42,24			
01.02.22	36,20	33,83	2,37	17 428,42	41,55			
01.03.22	35,21	32,91	2,30	15 696,71	36,30			
01.04.22	35,41	33,20	2,22	17 396,03	38,78			
01.05.22	36,03	33,88	2,15	16 840,60	36,43			
01.06.22	36,20	34,29	1,91	17 289,00	33,36			
01.07.22	36,07	35,16	0,91	16 707,00	15,64			

Полные данные (за все время проведения исследования), с учетом остановки части холодильных машин в связи с плановой сплавкой двух ледовых арен, приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Результаты использования бросового тепла

Дата получения данных	V1 (м ³)	Q (Гкал)	Стоимость 1 Гкал, руб.	Средняя экономия по теплу в год, руб.
15.08.22	254 051,50	558,93	3050	1 704 746

3.4 Рекомендации по дальнейшему совершенствованию систем утилизации теплоты конденсации и использованию результатов работы

Дальнейшее планы развития проекта предполагают:

Полное исключение теплового загрязнения окружающей среды и применение системы для:

1. Оттайки снега в яме снеготаяния льдозаливочных комбайнов (в настоящее время осуществляется вручную за счет горячей воды из ГВС, а в отопительный период – за счет радиаторов, находящихся в яме снеготаяния).

2. Подогрева грунта от промерзания под ледовыми аренами (в настоящее время данную систему возможно применять только в отопительный период).

3.5 Выводы по главе 3

Анализ фактических затрат до и после внедрения усовершенствованной системы утилизации теплоты конденсации с результатами технико-экономических расчетов показал, что выполненная работа подтверждает достоверность примененных методов при выполнении исследования и получаемый экономический эффект от внедрения системы.

При исследовании работы системы утилизации зафиксировано увеличение энергетической эффективности холодильных машин (ввиду сокращения потребления электрической энергии в связи с меньшим числом включений осевых вентиляторов на воздушных конденсаторах), что, в свою очередь, положительно отразилось на снижении давления и температуры конденсации холодильного агента. В свою очередь, работа компрессоров холодильных машин на меньшей нагрузке так же приводит к снижению потребления электрической энергии, что увеличивает срок полезного использования оборудования при уменьшении межремонтного периода.

Заключение

Предложенная схема и выполненное исследование модернизации существующей системы утилизации теплоты конденсации подтверждает эффективность применения и достижение поставленных в работе цели и задач. Получены данные, позволяющие применить их для:

- расчета математических моделей работы систем в подобных исследуемому объекту;
- расчета и подбора технологического оборудования для освоения бросового тепла на различные технологические нужды;
- для снижения затрат на коммунальные платежи, а так же увеличения энергетической эффективности технологического оборудования без существенных затрат и длительных сроков простоя оборудования.

Список использованных источников

1. А. В. Клименко, В. С. Агабабов, И. П. Ильина [и др.] /Схемы тригенерационных установок для централизованного энергоснабжения / / Теплоэнергетика. – 2016. – № 6. – С. 36-43. – DOI 10.1134/S0040363616060047.
2. В.В. Клименко, А.Г. Терешин, Т.Н. Андрейченко, А.В. Бокарев, Е.В. Марковчева, Л.П. Рогатовская /Оценка потребления электроэнергии на кондиционирование в Москве в условиях ожидаемых изменений климата / / Энергосбережение и водоподготовка. 2011. № 1. С. 2–6.
3. Miller J. Kälte aus Fernwärme im Aufwind // Blickpunkt AGFW aktuell. 09.2005.
4. Lucas K., Gebhardt M., Kohl H., Steinrötter T. Ableitung von Kostenfunktionen für Komponenten der rationellen Energienutzung. Stiftung Industrieforschung Forschungsvorhaben / Institut für Energie- und Umwelttechnik e.V., Duisburg; Rheinhausen. 2002. Nr. S. 511.
5. Baumann D. Energiewirtschaftliche Bewertung der dezentralen Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung. Diss. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2004. ISBN 3-18-351406-0.
6. Haider M., Luedking G. Auslegung und Wirtschaftlichkeit von KWKK-Anlagen. Teil 1. Luft- und Kältetechnik. 07/2005. ISSN 0945-0459.
7. Haider M., Luedking G. Auslegung und Wirtschaftlichkeit von KWKK Anlagen. Teil 2. ki Luft- und Kältetechnik – 08/2005. ISSN 0945-0459.
8. Göppert S., Urbaneck T. Machbarkeitsuntersuchung zur Stärkung der Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung durch den Einsatz von Kältespeichern in großen Versorgungssystemen. Stadtwerke Chemnitz AG, Bereich Netze, Abteilung Fernwärme Fernkälte, 2006.
9. Кокорин О.Я. Преимущества автономных станций для совместной выработки электроэнергии, тепла и холода // Холодильная техника. 2003. № 12. С. 3–6.
10. Баженов А.И., Михеева Е.В., Хлебалин Ю.М.; Пат. 2457352 РФ, F 02 G 5/00. Способ комбинированного производства электроэнергии, тепла и холода / Заявитель и патентообладатель ГБОУВПО СГТУ, Саратов. № 2399781/2010; Заявл. 21.12.2010 // Открытия. Изобретения. 2012. № 24.
11. Агабабов В.С., Сухих А.А., Кузнецов К.И., Рогова А.А., Коршикова А.А. / Экспериментальные исследования режимов работы теплонасосной установки при совместной выработке теплоты и холода // Новое в российской электроэнергетике. 2012. № 9. С. 26–38. [Ежемес. электрон. журнал].
12. Агабабов В.С., Смирнова У.И., Тидеман П.А. Разработка схем высокоэффективных парогазовых ТЭС с системой одновременного производства тепла и холода // Новое в российской электроэнергетике. 2013. № 8. С. 16–25. [Ежемес. электрон. журнал].
13. Клименко А.В., Агабабов В.С., Байдакова Н.О., Байдакова Ю.О., Олейникова Е.Н., Тидеман П.А. Влияние температуры наружного воздуха на термодинамическую эффективность ПГУ с установкой для одновременной генерации тепла и хо-

лода // Новое в российской электроэнергетике. 2013. № 10. С. 5–19. [Ежемес. электрон. журнал].

14. Клименко А.В., Агабабов В.С., Рогова А.А., Тидеман П.А. Особенности комбинированного производства электроэнергии, тепла и холода на базе парогазовой установки // Теплоэнергетика. 2015. № 3. С. 11–15. DOI: 10.1134/S0040363615030042.

15. Клименко А.В., Агабабов В.С., Рожнатовский В.Д., Байдакова Ю.О., Рогова А.А., Тидеман П.А. Оценка технико-экономической эффективности тригенерации в парогазовой установке с парокompрессионным тепловым насосом / Новое в российской электроэнергетике. 2013. № 12. С. 5–14. [Ежемес. электрон. журнал].

16. Клименко А.В., Агабабов В.С., Рогова А.А., Тидеман П.А. Схемы ПГУ-КЭС и ПГУ-ТЭЦ с системами одновременного совмещенного производства тепла и холода // Энергосбережение и водоподготовка. 2014. № 1. Т. 87. С. 20–23.

17. Агабабов В.С., Байдакова Ю.О., Клименко А.В., Рогова А.А., Смирнова У.И., Тидеман П.А. Пат. 2530971 РФ: МПК F01K23/06. Тригенерационная установка с использованием парогазового цикла для производства электроэнергии и парокompрессионного теплонасосного цикла для производства тепла и холода / Заявитель и патентообладатель ОАО ВТИ. № 2013137038/06; заявл. 08.08.2013 // Открытия. Изобретения. 2014. № 29.

18. Pitel J., Seminsky J. Control of the nonconventional machinery for combined production of heat, cold and electrical energy // Nonconventional Technologies Review. 2008. № 2. С. 83–86.

19. [Электронный ресурс] URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/Тепловые_машины#cite_note-_92111303ecde8f33-1 (дата обращения: 17.08.2022).

20. Белоконь Н.И. Термодинамика. – Госэнергоиздат, 1954. – 417 с.

21. [Электронный ресурс] URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/Климатическое_и_холодильное_оборудование#Парокомпрессионный_холодильный_цикл (дата обращения: 17.08.2022).

22. Доссат Р. Основы холодильной техники. М., 1984

23. Бараненко А.В., Бухарин Н.Н., Пекарев В.И., Тимофеевский Л.С. Холодильные машины: Учеб. для студ. вузов специальности «Техника и физика низких температур» Под общ. ред. Л.С. Тимофеевского – СПб.: Политехника, 1997. – 992 с.

24. Смирнов Д.А., Рахманов Ю.А. Эффективность энергосбережения систем жизнеобеспечения при использовании абсорбционной холодильной машины // Альманах научных работ молодых ученых Университета ИТМО : Мат-лы XLVI науч. и учеб.-методич. конф., СПб, 31 января – 03 2017 года. – Санкт-Петербург: СПб национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2017. – С. 282-284.

25. Кафаров В.В., Мешалкин В.П., Гурьева Л.В. Оптимизация теплообменных процессов и систем. – М.: Энергоатомиздат. 1988. – 192 с.

26. Низамов Ж., Кенесбаев Р. Повышение эффективности и энергосбережение в холодильных машинах путем интенсификации теплообмена в конденсаторе // Велес. – 2020. – № 6-1(84). – С. 88-92.
27. Сапожников В.Б. Тенденции рынка холодильной техники // Молочная промышленность. – 2014. – № 4. – С. 26-28. – EDN RYZFRL.
28. Петров Е.Т. Особенности автоматизированного проектирования систем хладоснабжения предприятий большой мощности // Известия СПбГУНиПТ. 2004. №1 (6). с. 20–26.
29. Лазарев И.А. Композиционное проектирование сложных агрегатированных систем. – М.: Радио и связь, 1986. – 312 с.
30. [Электронный ресурс] URL: <https://www.ngpedia.ru/id564894p1.html> (дата обращения: 17.08.2022).
31. Жерлыкина М.Н., Холодов А.В. Энергосбережение при кондиционировании воздуха и хладоснабжении зданий / Научный журнал. Инженерные системы и сооружения. – 2011. – № 1(4). – С. 51-57.
32. Ометова М.Ю., Рыбкина Г.В., Дошлыгин Н.А. Утилизация низкопотенциального тепла от холодильных установок // Объектно-пространственное проектирование уникальных зданий и сооружений : СБОРНИК МАТЕРИАЛОВ I научно-практического форума «SMARTBUILD», к 100-летию строительного образования в Ивановской области и создания инженерно-строительного факультета Иваново-Вознесенского политехнического института, Иваново, 23–24 ноября 2018 г. – Иваново: ФГБОУ ВО «Ивановский государственный политехнический университет», 2018. – С. 176-179.
33. Высоцкий М., Смольский М. Утилизация теплоты конденсации (часть 1). Варианты использования, пример расчета. – Холодильная техника. 2006. № 8.
34. Kondrashov A.V., Trichenko A.A. Reducing of the Environment Thermal Pollution by Introducing Energy Efficient Technologies in Engineering Systems // 2020 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies, Far-EastCon 2020, Vladivostok, 06–09 октября 2020 г. – Vladivostok, 2020. – P. 9271312. – DOI 10.1109/FarEastCon50210.2020.9271312.
35. Техническо-эксплуатационная документация. Агрегаты для вентиляции и кондиционирования воздуха типа CV-A (внутренне исполнение) и CV-D (наружное исполнение). VTS CLIMA. – 25 с.
36. Ильина Т.Н., Феоктистов А.Ю., Мухамедов Р.Ю., Сериков С.В. Способы энергосбережения в системах создания микроклимата // Энергосбережение и экология в жилищно-коммунальном хозяйстве и строительстве городов: Межд. науч.-практ. конф. Белгород. гос. технол. ун.-т. – Белгород: Изд. – во БГТУ, 2012. С. 244 – 248.
37. Сибикин Ю.Д. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. – Академия, 2007.
38. Симбирев О.В. Перспективы модернизации систем отопления и вентиляции зданий. Colloquium-journal. №13-2(37)-2019. С. 207–208.

39. Свод правил по проектированию и строительству СП31-112-2007 (Ч. 2).
40. Техническо-эксплуатационная документация. Агрегаты для вентиляции и кондиционирования воздуха типа CV-A (внутренне исполнение) и CV-D (наружное исполнение). VTS CLIMA. – 25 с.
41. Свод правил по проектированию и строительству СП31-112-2007 (Ч. 3).
42. Солдатов А.И., Скотникова О.Г. Утилизация тепловых выбросов с АЭС – создание энерго-биологического комплекса. Материалы международной студенческой научной конференции "Северное сияние", 1999.
43. Kondrashov, A. Energy conservation and the use of the heat of refrigeration of ice arenas to heat the school of figure skating of St. Petersburg / A. Kondrashov, M. Egorov // Journal of Physics: Conference Series : 5th International Workshop on Heat/Mass Transfer Advances for Energy Conservation and Pollution Control, IWHT 2019, Novosibirsk, 13–16 августа 2019 года. – Novosibirsk: Institute of Physics Publishing, 2019. – P. 012063. – DOI 10.1088/1742-6596/1369/1/012063.

Приложения



ПРАВИТЕЛЬСТВО САНКТ-ПЕТЕРБУРГА
КОМИТЕТ ПО ФИЗИЧЕСКОЙ КУЛЬТУРЕ И СПОРТУ

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
СПОРТИВНАЯ ШКОЛА ОЛИМПИЙСКОГО РЕЗЕРВА ПО ФИГУРНОМУ КАТАНИЮ НА КОНЬКАХ

Санкт-Петербург, ул. Туполева, д.4
Тел.: 342-65-40, Факс: 342-65-03
E-mail: info@figure-skate.ru

ОКПО 27398730 ОКОГУ 2300225 ОГРН 1037828005830 ИНН/КПП 7813086215/781401001

ОТЗЫВ

о работе системы утилизации теплоты конденсации

Аспирантом СПбПУ Кондрашовым А.В., под руководством научного руководителя – к.т.н., доцента СПбПУ Тринченко А.А., совместно со специалистами технической службы СПб ГБУ СШОР по фигурному катанию на коньках, выполнен комплекс мер по проектированию, изготовлению, монтажу и пусконаладочным работам модернизированной системы утилизации теплоты конденсации на действующем оборудовании.

Отмечается оперативность и высокое качество выполнения работ Кондрашовым А.В. Работы выполнены в установленные сроки в период остановки Учреждения на летние каникулы (в течении одного месяца). По окончании модернизации оборудование запущено, эксплуатируется, находится в исправном состоянии.

По результатам работы, модернизация системы показала следующие практически значимые результаты. Стало возможным отказаться от внешнего источника теплоты для системы воздушного отопления трёх ледовых арен. Кроме того, система утилизации теплоты конденсации, в теплый и переходный период года на 100 % обеспечила теплотой систему вентиляции, что позволило полностью отказаться от использования теплового насоса в этот период.

В зимний период года теплопроизводительность системы обеспечивает до 70 % необходимого тепла для работы системы вентиляции.

В результате внедрения системы получен положительный эффект по снижению потребления тепла от городской теплоснабжающей сети.



Директор

Т.А. Меньшикова

« 28 » 03 2022 г.