

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF622931>

Перспективы применения системы кондиционирования воздуха в машинном зале канализационной насосной станции

М.А. Разаков

Национальный Исследовательский Университет Московский Энергетический Институт, Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование: инженерное обеспечение параметров микроклимата помещений с высокой теплонапряженностью необходимо работникам для снижения влияния технологического процесса предприятий на здоровье сотрудников. Согласно последним инструментальным исследованиям, помещение машинного зала высоковольтной канализационной насосной станции при определенных технологических условиях можно отнести к помещениям с большим количеством тепловых избытков. Поэтому появилась необходимость в рассмотрении возможности применения системы кондиционирования воздуха для рассматриваемого помещения.

Цель: определить целесообразность применения центральной системы кондиционирования воздуха в машинном зале высоковольтной городской канализационной насосной станции, а также рассчитать капитальные затраты на установку элементов холодоснабжения.

Методы: при исследовании целесообразности применения системы кондиционирования воздуха исследованы актуальные научные публикации, а также произведен первичный расчет характеристик холодоснабжающего оборудования. Изучены современные проектные решения холодильного оборудования, которые могут быть интегрированы в машинный зал.

Результаты: в исследовании было определено, что капитальные затраты на систему кондиционирования воздуха при использовании искусственного источника холода (холодильные машины) и 5 работающих насосов на сооружении составили 49 450 000 рублей. При запроектированных 3 включенных агрегатах стоимость оборудования составила 25 650 000 рублей. В случае использования лишь увлажнения воздуха капитальные затраты составили 9 900 000 рублей (для 5 работающих насосов) и 5 800 000 рублей (при 3 работающих насосах).

Заключение: применение системы кондиционирования воздуха в высоковольтной канализационной насосной станции возможно, но она требует больших вложений на этапе установки и эксплуатации предложенных систем. Эксплуатационные затраты при увлажнении воздуха будут выше чем при использовании холодильной машины в теплый период года.

Ключевые слова: система кондиционирования воздуха; канализационная насосная станция; теплонапряженность; машинный зал; тепловые избытки.

Как цитировать:

Разаков М.А. Перспективы применения системы кондиционирования воздуха в машинном зале канализационной насосной станции // Холодильная техника. 2023. Т. 112, № 2. С. 87–97. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF622931>

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF622931>

Application prospects of a central air conditioning system in an engine room at a waste water pumping station

Muhammet A. Razakov

Moscow Power Engineering Institute, Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: Engineering support is crucial for controlling microclimate parameters in rooms experiencing high thermal excesses. It is necessary for mitigating the impact of technological processes on worker health. Recent instrumental research has classified the engine room of a high-voltage sewage pumping station as one such environment, owing to its specific technological conditions that result in significant heat generation. This has led to exploring the potential use of air conditioning systems for such type of rooms in buildings.

AIMS: The objectives are to assess the feasibility of implementing a central air conditioning system in the engine room of a city's high-voltage sewage pumping station and to calculate the capital costs for installing refrigeration elements.

MATERIALS AND METHODS: The study involved reviewing current scientific literature on the viability of air conditioning systems for such applications and conducting preliminary calculations of the required characteristics for refrigeration equipment. It was found that modern design solutions for refrigeration equipment can be integrated into the engine room.

RESULTS: The study found that installing an air conditioning system using an artificial cold source (refrigeration machines) for a structure operating with 5 pumps amounted to 49,450,000 rubles. For designs with 3 working units, the cost of the equipment was estimated at 25,650,000 rubles. Employing only air humidification strategies would reduce capital costs to 9,900,000 rubles (for 5 working pumps) and 5,800,000 rubles (with 3 working pumps).

CONCLUSIONS: Although implementing an air conditioning system in high-voltage sewage pumping stations is feasible, it requires large investments during the installation and operation processes. Operating costs during warmer months would be higher if only air humidifying equipment is used instead of installing refrigeration machines.

Keywords: Air Conditioning systems; waste water pumping station; heat tension; engine room; thermal excesses.

To cite this article:

Razakov MA. Application prospects of central air conditioning system in engine room at waste water pumping station. *Refrigeration Technology*. 2023;112(2):87–97. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF622931>

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время человечество пытается улучшить все аспекты своей жизни. Повышается комфортность мест обитания посредством снижения расхода большинства типов вредных газов или с помощью создания комплексных решений подобия природным системам [1, 2]. Снижается расход энергетических ресурсов при создании более энергоэффективных и регулируемых устройств [3]. Не оставил без внимания человек и улучшение условий труда, планомерно вводя автоматизацию производственных линий и улучшая существующие инструменты и аппараты для технологических процессов [4]. Отдельно внимание при всех нововведениях уделяется параметрам микроклимата, благодаря которым возможно не только повысить комфорт на рабочем месте, но и увеличить производительность труда [5]. Для основных типов производственных помещений характерны определенные температурно-влажностные характеристики, которые необходимо поддерживать для предотвращения аварий на технологических линиях. Особенно остро проблема с обеспечением тепло-влажностных параметров наблюдается в помещениях с переменными избытками теплоты и высокими значениями тепловыделений. Они могут входить в состав различных сооружений: компрессорные станции; металлургические цеха; сварочные отделения [6–8]. Одним

из наименее изученных сооружений с позиции комплексного инженерного подхода к обеспечению параметров микроклимата является высоковольтная канализационная насосная станция (КНС). Сооружение состоит из нескольких обособленных технологических процессов, которые объединены в одном здании. Каждый процесс характеризуется определенными вредными выделениями и различными температурно-влажностными характеристиками. Машинный зал КНС при определенных технологических циклах можно отнести к помещениям с высокой тепловыделением [9]. Обычно для снижения тепловой обстановки в нем предусматриваются стандартные схемы ассимиляции тепловых избытков: устройства для естественной аэрации и повышение кратности воздухообмена с помощью стандартной системы вентиляции без предварительной тепловой и влажностной обработки воздуха [10–12]. Для обеих схем характерны отрицательные моменты при эксплуатации данных проектных решений. При аэрации возможно разрушение ниспадающей естественной холодной струи воздуха из-за постоянного перемешивания с противоточными струями теплого потока воздуха из помещения, которые удаляются с помощью крышных вентиляторов. Вследствие разрушения аэрационной струи возможно отсутствие равномерности температурных параметров воздуха. На рисунке 1 схематично представлено данное явление [9].

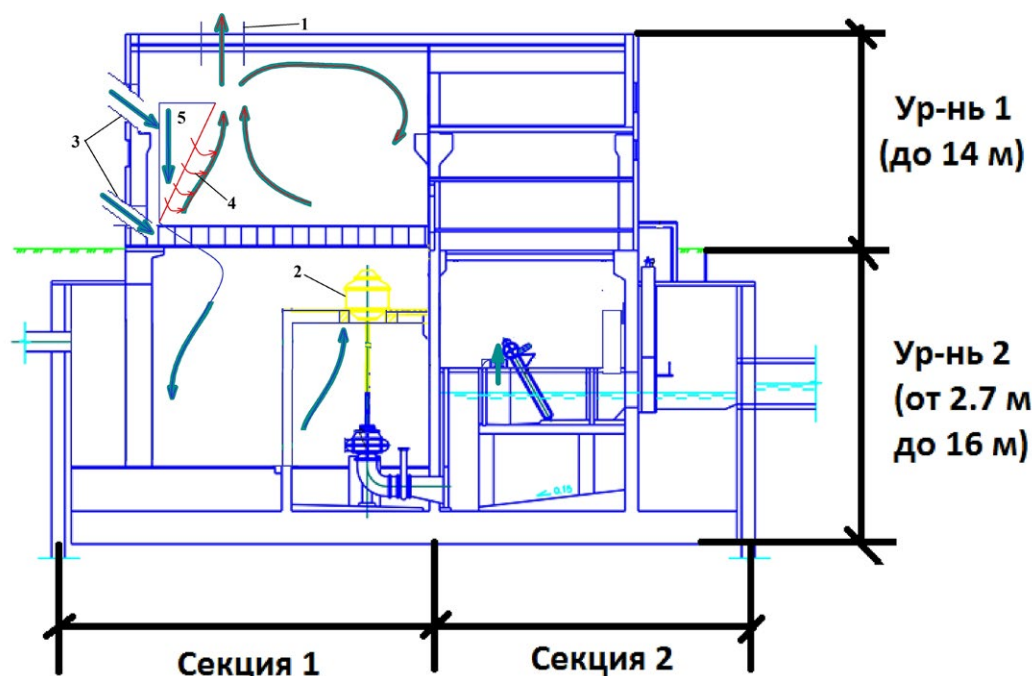


Рис. 1. Потенциальное разрушение струи холодного воздуха в машинном зале высоковольтной канализационной насосной станции: 1 – вытяжная система вентиляции; 2 – насосное оборудование; 3 – аэрационные окна; 4 – направление потоков при процессе перемешивания холодного и подогретого воздуха; 5 – ниспадающий поток холодного воздуха; синим цветом обозначены потоки холодного воздуха; красным цветом обозначены подогретые потоки воздуха.

Fig. 1. Potential destruction of the cold air jet in the engine room of the high-voltage sewage pumping station: 1 – exhaust ventilation system; 2 – pumping equipment; 3 – aeration windows; 4 – flow directions during cold and heated air mixing; 5 – downward cold air currents; blue color indicates cold air flows; red color indicates heated air flows.

При изменении подачи необработанного воздуха без подогрева в помещение машинного зала необходима комплексная модернизация конструктивных блоков приточной установки. В основном это автоматизация и установка байпасной линии для предотвращения замерзания существующих элементов в холодный период года. Для повышения кратности воздухообмена в теплый период года необходимо предусмотреть установку дополнительных механических устройств подачи воздуха или изменение типоразмеров существующих структурных элементов систем, которые уже являются одними из самых больших в модельном ряде. В первую очередь это относится к геометрическим характеристикам воздуховодов и их фасонных конструкций. Также необходимо учесть повышение подвижности воздуха при увеличении кратности воздухообмена во всех зонах помещения машинного зала в т.ч. и в основной рабочей зоне, которое также негативно сказывается на комфортности эксплуатирующего персонала при рабочем процессе. Одним из решений для предотвращения, описанных выше, проблем является устройство комплексной центральной установки кондиционирования воздуха с парокомпрессионной холодильной машиной.

МЕТОДЫ

На основе численного эксперимента и открытых данных действующей высоковольтной канализационной насосной станции, расположенной в г. Москве, произвести подбор и расчет основных проектных характеристик центральной системы кондиционирования воздуха для машинного зала, учитывающие особенности теплонапряженности помещения. Также определены капитальные затраты для повышения эффективности существующих базовых систем вентиляции с помощью оборудования, которое представлено на рынке холодильной техники Российской Федерации в настоящее время. Основными расчетными характеристиками для приточных установок являются необходимое количество воздухообмена, кратность воздухообмена, расход теплоты на подогрев воздуха (в основном в холодный период года). Для систем кондиционирования воздуха основными являются: температура хладагента на входе и выходе из конденсатора и испарителя, расход хладагента и другие характеристик. Для подбора основного оборудования СКВ использовалась инженерная методика, которая приведена в работе Е.М. Беловой [13]. Воздухообмен в помещении определялся по формуле:

$$L_a = \frac{3600qV}{c\rho(t_2 - t_1)},$$

где: q – теплонапряженность помещения, Вт/м³; V – объем помещения, м³; c – удельная массовая теплоемкость воздуха, Дж/кг К (в расчетах принято значение 1005 Дж/кг К);

ρ – плотность воздуха, кг/м³ (в расчетах принято значение 1,21 кг/м³); t_1 – принятое значение температуры воздуха в помещении, °С; t_2 – принятое значение температуры уходящего воздуха, °С.

Кратность воздухообмена определялась с помощью выражения:

$$n = \frac{L_a}{V},$$

Массовый расход холода можно определить исходя из соотношения:

$$M_x = \frac{Q_x}{q_x},$$

где Q_x – количество теплоты, которое необходимо отвести от испарителя, который расположен в приточной установке, кДж/с; q_x – удельная холодопроизводительность, кДж/кг.

В приведенных ниже формулах содержатся индексы 1,1',2,3,3',4, которые соответствуют точкам цикла изменения состояния хладагента. Расчет удельной холодопроизводительности имеет вид:

$$q_x = i_1 - i_4$$

где i_1 – энтальпия хладагента в точке 1, кДж/кг; i_4 – энтальпия хладагента в точке 4, кДж/кг.

Температура испарения для холодильной машины определяется по формуле:

$$t_{и} = \frac{t_{и.н} + t_{и.к}}{2} - (5 \div 8)$$

где $t_{и.н}$ – температура хладагента на входе в испаритель, °С; $t_{и.к}$ – температура хладагента на выходе из испарителя, °С.

Средняя температура на входе и выходе из конденсатора (наружный уличный контур) имеет вид:

$$t_k = \frac{t_{к.н} + t_{к.к}}{2} + (6 \div 15)$$

где $t_{к.н}$ – температура наружного воздуха на входе в конденсатор, °С (в данной работе принимается равной расчетной температуре наружного воздуха для теплого периода).

Температуру всасывания паров хладагента в компрессор определяют по выражению:

$$t_{1'} = t_{и} + (5 \div 10)$$

Определение температуры переохлаждения жидкого состояния хладагента перед регулирующим вентилем при воздушном охлаждении конденсатора имеет вид:

$$t_{3'} = t_k - (4 \div 10)$$

Удельное количество теплоты, отводимое в конденсаторе, определяется по формуле:

$$q_k = i_2 - i_3,$$

где i_2 – энтальпия хладагента в точке 2, кДж/кг; i_3 – энтальпия хладагента в точке 3', кДж/кг.

Удельная теоретическая работа сжатия в компрессоре определяется по выражению:

$$l_T = i_2 - i_1,$$

где i_1 – энтальпия хладагента в точке 1', кДж/кг.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Согласно данным из работы [9] теплонапряженность помещения изменялась от 10,4 до 40,1 Вт/м³ при различном количестве работающих насосов с одинаковой мощностью одного электродвигателя равной 1,6 МВт и К.П.Д. равным 93%. Объем помещения составляет 15 080 м³. Проектная температура в помещении была принята равной 21°C, а температура наружного воздуха в холодный период –28°C. Относительная влажность воздуха принята равной 84%. В таблице 1 приведены расчетные значения воздухообмена, которые направлены на ассимиляцию

тепловых избытков при различном количестве работающих насосов в холодный период года.

В таблице 2 определены идентичные характеристики, но для теплого периода года. В летний период будут учтены тепловые поступления от солнечной инсоляции в размере 20 кВт и иные тепловые поступления, которые также не были учтены в холодный период года. Расчетной температурой наружного воздуха в летний период было принято значение 26°C, а относительной влажности воздуха 72% (по СП 131.13330.2020 «Строительная климатология»). Воздух с данными теплофизическими характеристиками непосредственно подается в помещение. Средняя температура уходящего воздуха была принята равной 36°C, согласно средним данным службы эксплуатации сооружения. Температура сточных вод была принята также 26°C поэтому условно можно принять, что тепловых поступлений от сточных вод в помещение машинного зала от трубопроводов и резервуара в грабельном отделении нет. В холодный период они составили 5 кВт.

Механические приточные вентиляционные установки (ПВУ) в высоковольтной канализационной насосной станции расположены в пределах машинного зала в индивидуальном тепловом пункте (ИТП) на последнем этаже и в зоне электродвигателей. Иногда ИТП может находиться внутри здания. На рис. 2 представлены места установки ПВУ № 1 и № 2 [9]. Установка № 1 обслуживает машинный

Таблица 1. Проектные характеристики системы вентиляции в холодный период года

Table 1. Design characteristics of the ventilation system during the cold season

Количество работающих насосов, шт	Значение теплонапряженности помещения, Вт/м ³	Количество тепловых избытков, Вт	Требуемый воздухообмен для ассимиляции тепловых избытков, м ³ /ч	Кратность воздухообмена, ч-1
1	10,4	156 835	9 375	0,622
2	17,8	268 425	16 220	1,076
3	25,2	380 020	22 960	1,523
4	32,6	491 610	29 705	1,970
5	40,1	604 710	36 535	2,423

Таблица 2. Проектные характеристики системы вентиляции в теплый период года

Table 2. Design characteristics of the ventilation system during the warm season

Количество работающих насосов, шт	Значение теплонапряженности помещения, Вт/м ³	Количество тепловых избытков, Вт	Требуемый воздухообмен для ассимиляции тепловых избытков, м ³ /ч	Кратность воздухообмена, ч-1
1	15,4	231 835	68 635	4,55
2	22,8	343 425	101 670	6,74
3	30,2	455 020	134 705	8,93
4	37,6	566 610	167 740	11,12
5	45,1	679 710	201 225	13,34

зал, а № 2 грабельное отделение. Также в административной части сооружения есть отдельная ПВУ 3, которая обслуживает лишь административные сектор здания.

На рис. 3 и 4 представлен внешний вид приточных установок № 1 и № 2 в машинном зале.

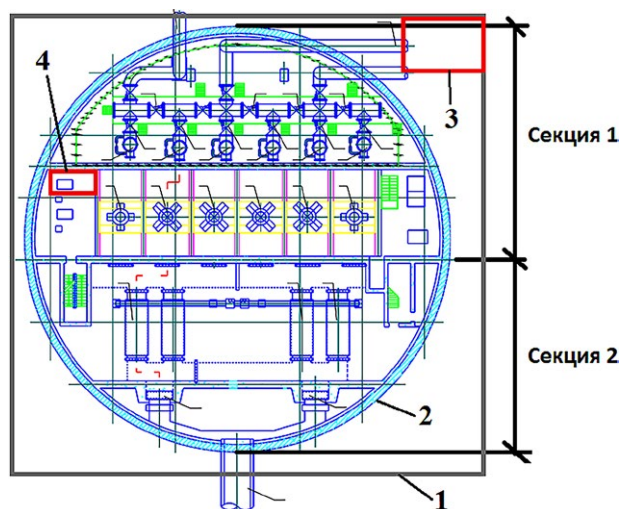


Рис. 2. Расположение приточных установок № 1 и № 2 в высоковольтной канализационной насосной станции 1 – границы надземной части КНС; 2 – границы подземной части КНС; 3 – место установки приточной вентиляционной установки № 1; 4 – место установки приточной вентиляционной установки № 2.

Fig. 2. Air inlet locations No. 1 and No. 2 at the high-voltage sewage pumping station. 1 – boundaries of the above-ground part of the sewage pumping station (SPS); 2 – boundaries of the underground part of the SPS; 3 – location of air inlet unit No. 1; 4 – location of air inlet unit No. 2.



Рис. 3. Внешний вид приточной установки № 1 в защищенном исполнении, которая расположена в машинном зале (зона ИТП) высоковольтной канализационной насосной станции.

Fig. 3. Exterior view of the supply air handling unit No. 1 in its protected version, located in the machine hall (individual heat point (IHP) zone) of the high-voltage sewage pumping station.

Для повышения работоспособности работников и увеличения срока службы некоторых технологических элементов в канализационной насосной станции для машинного зала возможна установка системы кондиционирования воздуха (СКВ). При установке СКВ одновременно можно достичь снижения суммарного воздухообмена для рассматриваемого помещения и как следствие использование менее громоздкого оборудования. Систему холодоснабжения (внешний блок) возможно установить на крыше машинного зала сооружения и на улице, а внутренние блоки установить на месте действующей ПВУ или также на улице. Отводить теплоту от конденсатора предполагается с помощью уличного воздуха. При модернизации существующей системы необходима установка дополнительных технических блоков (например, камера адиабатного увлажнения или другие элементы) в месте установки действующего приточного устройства. На рис. 5 представлена предлагаемые места установки блоков парокомпрессионной холодильной машины (ПКХМ).

Согласно ГОСТ 12.1.005-88 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны» температура воздуха для холодного периода года в рабочей зоне при установке системы вентиляции должна быть в диапазоне от 12°C до 20°C (при непостоянном нахождении сотрудника на рабочем месте) и от 13°C до 19°C (при постоянном нахождении сотрудника на рабочем месте). Относительная влажность воздуха должна быть не более 75%. В теплый период года допустимые температурные диапазоны соответственно равны 13°C – 26°C и 15°C – 28°C. Относительная влажность воздуха должна иметь аналогичное значение, что и в холодный период года. При расчете системы кондиционирования воздуха

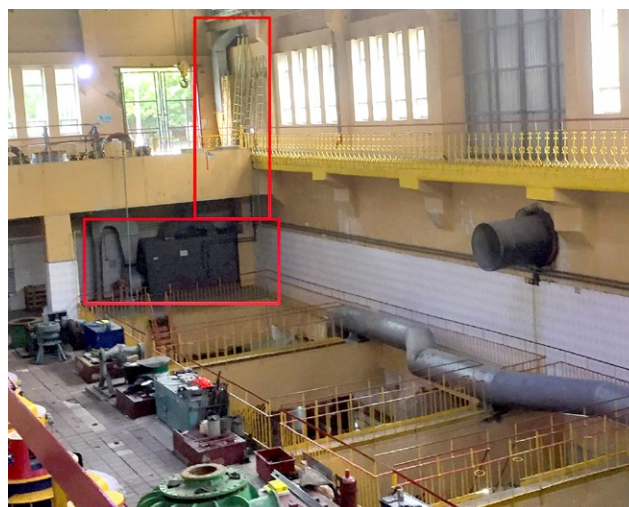


Рис. 4. Внешний вид приточной установки № 2 в защищенном исполнении, которая расположена в машинном зале (зона электродвигателей) высоковольтной канализационной насосной станции.

Fig. 4. External view of protected supply unit No. 2, located in the machine hall (electric motor zone) of the high-voltage sewage pumping station.

в холодный период года в помещении характерен диапазон от 16°C до 18°C. В теплый период температурный диапазон равен 18°C – 20°C. Относительная влажность воздуха в теплый и холодный периоды года должна быть в пределах от 40% до 60%. При применении системы кондиционирования воздуха приточный воздух можно охлаждать до температуры 20°C и тем самым понижать температуру уходящего воздуха, что является следствием общего понижения средней температуры воздуха в помещении. Градиент температуры предлагается оставить равным 10°C, т.е. температура уходящего воздуха будет равна 30°C. При увеличении градиента температуры возможно снижение расхода воздуха. В связи с уменьшением температуры воздуха в помещении до 20°C, тепловые поступления от элементов со сточными водами увеличатся в среднем на 6 кВт. Тепловые избытки, возникшие от солнечной инсоляции, также увеличатся на 3 кВт. Тепловые поступления от людей и иного электрического оборудования также изменятся на 15 кВт.

Для данного сооружения было рассмотрено 2 вида конструкций СКВ: ПВУ с камерой адиабатного увлажнения и ПВУ с контактным охладителем и фреоном R410A. Первый вариант также возможно использовать в холодный период года для повышения относительной влажности воздуха в рабочей зоне до требуемых значений. На рис. 6 приведены результаты построения цикла изменения состояния хладагента на lg P–I диаграмме. Диаграмма была использована из исследований Лемона Е.В. и Якобсена Р.Т. [14].

В ходе построения цикла были получены следующие значения основных характеристик холодильного цикла: $t_{\text{и}} = 2,5^\circ\text{C}$; $t_{\text{к}} = 39^\circ\text{C}$; $P_{\text{и}} = 8,9$ бар; $P_{\text{к}} = 23$ бар; $t_{\text{и}'} = 19^\circ\text{C}$; $t_{\text{к}'} = 29^\circ\text{C}$; $q_{\text{и}} = 198$ кДж/кг; $q_{\text{к}} = 226$ кДж/кг; $l_{\text{т}} = 28$ кДж/кг; $M_{\text{х}} = 3554$ кг/с. На рис. 7 представлены процессы обработки воздуха на i–d диаграмме влажного воздуха при предложенных видах СКВ. Для построения диаграммы использовалась программа SoftHVAC на базе разработок компании ABOX.

Дополнительно программа может рассчитать требуемое количество холода с учетом затрат энергии на элементы холодильной установки (компрессор и т.п.). С учетом данных дополнительных тепловых затрат, холодопроизводительность холодильной машины должна составлять не менее 872,5 кВт (III по рис. 7). При использовании только блока увлажнения необходимо обеспечить максимальный расход воды 353,8 кг/ч (IV по рис. 7). При использовании блока увлажнения в теплый период необходимо обратить внимание на то, что максимальная приточная температура составит 22,5°C, а относительная влажность будет близка к 99%. В первом приближении устройство не может обеспечить требуемые значения температуры и влажности воздуха, но необходимо учитывать, что влага в приточном воздухе будет влиять на среднее значение температуры в рабочей зоне. Этот способ требует детального рассмотрения при реальных условиях эксплуатации и большего количества натурных исследований температурно-влажностных параметров в рабочих зонах КНС. Необходимо отметить, что для данного способа необходима отдельная

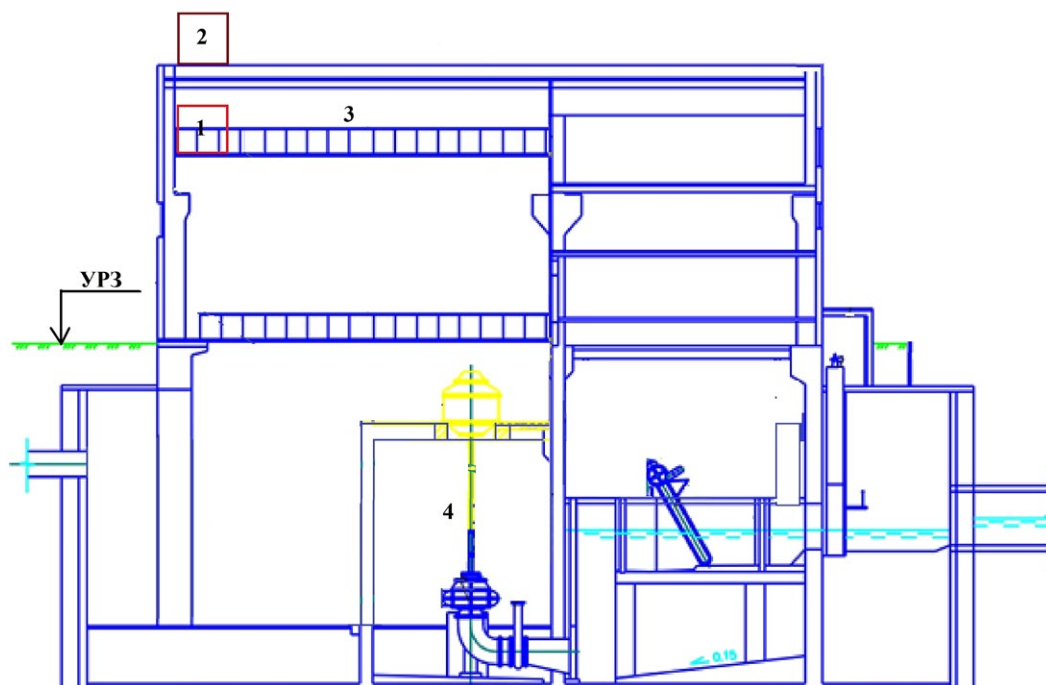


Рис. 5. Принципиальная схема установки оборудования ПКХМ 1 – место установки внутреннего блока ПКХМ в ИТП; 2 – место установки внешнего блока ПКХМ на крыше машинного зала; 3 – зона ИТП; 4 – насосное оборудование.

Fig. 5. Principal scheme of equipment installation of the vapor–compression refrigeration system (VCRS). 1 – installation location of the internal unit of the VCRS in the ITP; 2 – installation location of the external unit of the VCRS on the roof of the engine room; 3 – IHP zone; 4 – pumping equipment.

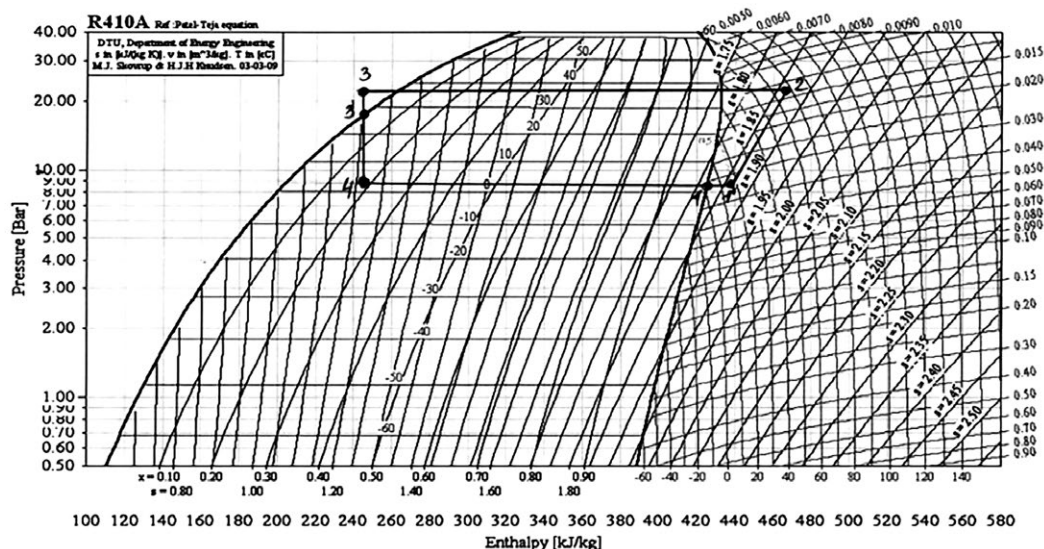


Рис. 6. Цикл изменения состояния хладагента R410A 1,1',2,3,3',4 – точки цикла изменения состояния хладагента.

Fig. 6. R410A refrigerant cycle of state changes. Points 1,1',2,3,3',4 represent the refrigerant state change cycle.

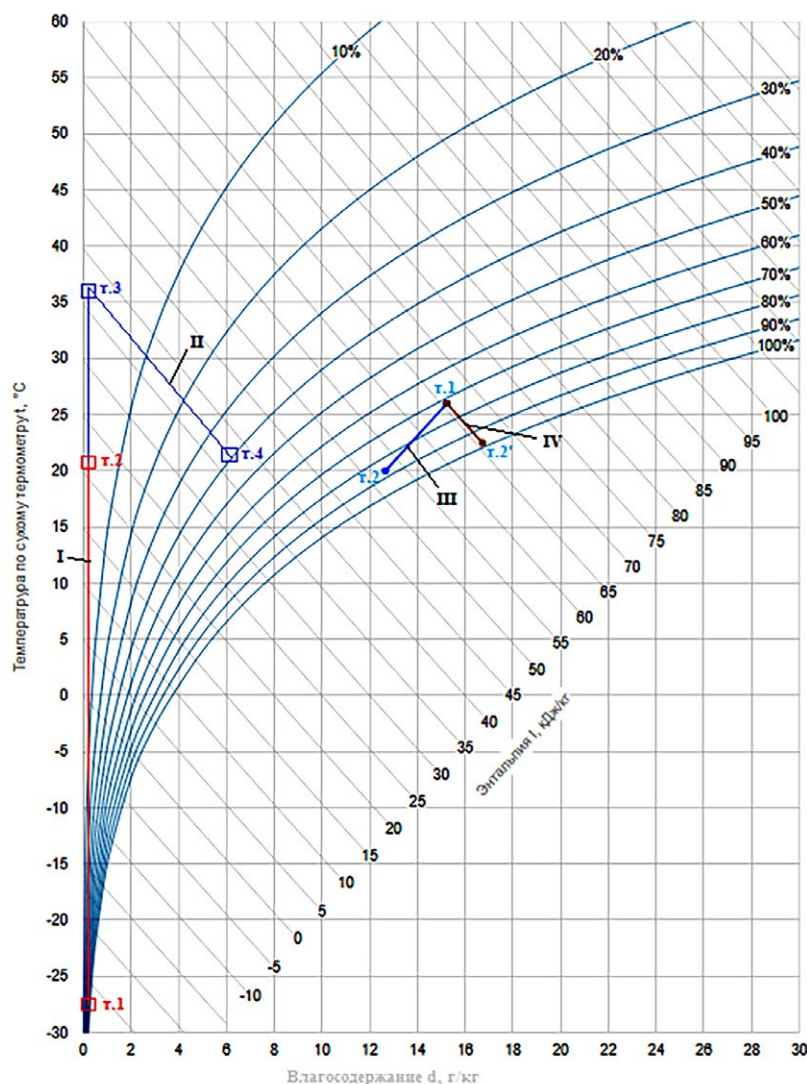


Рис. 7. Процессы обработки воздуха в СКВ на i-d диаграмме влажного воздуха при различных количествах работающих насосов I – существующий прямоточный процесс для системы вентиляции в холодный период года; II – возможная схема при установке блока увлажнителя в холодный период года; III – схема охлаждения уличного воздуха с помощью фреоновой холодильной машины; IV – охлаждение уличного воздуха с помощью увлажнения.

Fig. 7. Air conditioning system (ACS) processes on an i-d diagram for humid air across different pump operations. I – existing direct flow process for ventilation in cold season; II – possible scheme with a humidifier in the cold season; III – scheme of street air cooling with Freon cooler; IV – street air cooling with humidification.

система водоснабжения приточной установки. Полученные характеристики соответствуют максимальному значению тепловых избытков при 5 работающих насосах. Для холодного периода года при установке ПВУ только для подогрева воздуха до 21°C характерен расход теплоты 720,3 кВт (I по рис. 7). При дополнительном подогреве воздуха до 36°C к существующему расходу теплоты необходимо добавить 505,8 кВт и расход воды равный 262.1 кг/ч (II по рис. 7). В холодный и теплый периоды года часть тепловых избытков можно удалить с помощью естественных аэрационных притоков через открытые светопрозрачные конструкции, но их расчет необходимо проводить отдельно исходя из преобладающего направления ветра и расположения сооружения. При использовании СКВ обязательным становится применение методов энергосбережения тепловой энергии. Для проектных характеристик при наличии пяти работающих насосов, перекачивающих сточные воды, были подобраны несколько конструкций СКВ с холодильными машинами, которые были произведены отечественными и зарубежными компаниями по состоянию на 13.10.2023. В таблице 3 приведены капитальные затраты на покупку данного оборудования.

ОБСУЖДЕНИЕ

В ходе исследования современных научных публикации были выявлены инструментальные и численные исследования тепловоздушных параметров канализационных насосных станций [15–17]. В данных исследованиях были определены температура и концентрация вредных выбросов в функциональных зонах машинного зала КНС. Эти станции были расположены на предприятиях химической и энергетической промышленности. Все сооружения в указанных работах необходимо относить к низковольтным видам канализационных насосных станций ввиду наличия электродвигателей мощностью менее 200 кВт. Применение СКВ в данных сооружениях также возможно, несмотря на значительно низкие значения тепловых избытков от основного технологического процесса, но характерные размеры основных элементов холодоснабжения

для данных типов систем кондиционирования воздуха будут значительно меньше чем, для высоковольтных КНС.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В высоковольтных канализационных насосных станциях значения тепловых избытков значительно выше, чем в низковольтных канализационных насосных станциях из-за наличия электродвигателей мощностью более 200 кВт. Значение расчетной кратности воздухообмена в теплый период года в среднем в 6 раз больше чем в холодный период года при одинаковом количестве рабочих насосов. При использовании СКВ необходимо обязательное применение энергосберегающих мероприятий т.к. система кондиционирования воздуха значительно энергозатратнее чем система вентиляции. Максимальные капитальные затраты на установку СКВ с холодоснабжением составили 49 450 000 рублей. При использовании только камеры адиабатного увлажнения в качестве основного охладителя капитальные затраты не превысят 9 900 000 рублей, но данный тип охлаждения необходимо дополнительно исследовать ввиду потенциальных сложностей в эксплуатации.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Источник финансирования. Автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования и подготовке публикации.

Конфликт интересов. Автор декларирует отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с проведенным исследованием и публикацией настоящей статьи.

ADDITIONAL INFORMATION

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

Competing interests. The author declares that he has no competing interests.

Таблица 3. Капитальные затраты для центральной системы кондиционирования воздуха в помещении машинного зала КНС

Table 3. Capital costs of the central air conditioning system in the SPS engine room

Количество работающих насосов	Капитальные затраты на СКВ, млн. руб.	Капитальные затраты холодильные машины, млн. руб.	Капитальные затраты на СКВ с камерой адиабатного увлажнения, млн. руб.	Капитальные затраты на насосное оборудование, млн. руб.	Капитальные затраты на монтажные работы, млн. руб.	Капитальные затраты на первичную автоматизацию оборудования, млн. руб.
3	3,1	20,3	2,8	0,75	0,25	2
5	7,2*	40	6,9	0,75		

*Примечание: в связи с тем, что на данный момент нет открытых данных стоимости ПУ с расходом воздуха более 135 000 м³/ч в стоимости ПУ указана сумма для 2 установок, которые обеспечивают воздухообмен равный 201 225 м³/ч.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Николаева Л.А., Хуснутдинов А.Н. Исследование процесса адсорбции оксидов азота из дымовых газов котельной // Теплоэнергетика. 2018. № 8. С. 96–100. doi: 10.1134/S0040363618080040
2. Korol E., Shushunova N. Analysis and Valuation of the Energy-Efficient Residential Building with Innovative Modular Green Wall Systems // Sustainability. 2022. Vol. 14, N. 11. С. 6891. doi: 10.3390/su14116891
3. Samarin O. Thermal mode of a room with integrated regulation of microclimate systems // Magazine of Civil Engineering. 2022. N. 8(116). С. 11610. doi: 10.34910/MCE.116.10
4. Абдуллин В.В., Шнайдер Д.А., Курзанов С.Ю., Яворовский Ю.В. Использование технологии «Интернета вещей» в отоплении зданий: предупреждающее управление, распределенный мониторинг, интеллектуальная балансировка // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. 2018. №8 (200). С. 54–58. EDN: ZCTKLB
5. Банхиди Л. Тепловой микроклимат помещений: Расчет комфортных параметров по теплоощущениям человека. М.: Стройиздат. 1981.
6. Позин Г.М., Уляшева В.М. Распределение параметров воздуха в помещениях с источниками тепловыделений // Инженерно-строительный журнал. 2012. № 6(32). С. 42–47. doi: 10.5862/MCE.32.6
7. Гашо Е. Г., Прохоров В. И., Мороз А. Т., Франценюк Л. И. Режимы охлаждения горячекатаных стальных рулонов // Сталь. 1987. № 2. С. 63–65. EDN: XXSHAN
8. Уляшева В.М., Анисимов С.М., Шамколович А.Н. Численное моделирование вентиляционных процессов в сварочном цехе // Вестник гражданских инженеров. 2019. № 3(74). С. 118–124. doi: 10.23968/1999-5571-2019-16-3-118-124
9. Разakov М. А. Особенности теплонапряженности машинного зала при отключении системы отопления // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2022. Т. 24, № 6. С. 133–142. doi: 10.30724/1998-9903-2022-24-6-133-142.
10. Старкова Л. Г., Дацюк Т. А., Уляшева В. М. Численное моделирование аэрации цеха горячей прокатки // Вестник гражданских инженеров. 2022. № 5(94). С. 76–82. doi: 10.23968/1999-5571-2022-19-5-76-82.
11. Мелкумов В.Н., Кузнецов С.Н. Динамика формирования воздушных потоков и полей температур в помещении // Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Строительство и архитектура. 2009. № 1(1). С. 25–34. EDN: JWUIIH
12. Gritmitlin A.M., Strongin A.S. Assessment of the efficiency of the use of activating turbulent jets to eliminate the risk of the formation of unventilated zones in large premises // J. Phys.: Conf. Ser. 2021. No. 2131 (1). С. 052068. doi: 10.1088/1742-6596/2131/5/052068
13. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. М.: Евроклимат. 2006.
14. ASHRAE Handbook – Fundamentals. Washington: ASHRAE, 2017.
15. Деметьева М.Е., Курохтин А.А. Особенности эксплуатации канализационно-насосных станций теплоэлектростанций в условиях Крайнего Севера // Вестник МГСУ. 2019. Т. 14. № 3(126). С. 356–366. doi: 10.22227/1997-0935.2019.3.356-366
16. Яковлев Б.Н., Бондарев В.В. Исследование состояния воздушной среды канализационных насосных станций различных предприятий и производств // Депонированная рукопись № 186-В2004. ВИНТИ РАН, 2004.
17. Облиенко А.В., Потапова С.О., Сушко Е.А. Экспериментальные исследования закономерностей распространения пожаровзрывоопасных веществ в промышленных помещениях // Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Строительство и архитектура. 2010. № 3(19). С. 154–163. EDN: MTZYQN

REFERENCES

1. Nikolaeva LA, Khusnutdinov AN. A Study of the Absorption of Nitrogen Oxides from the Boiler Flue Gases. *Thermal Engineering*. 2018;65(8):575–579. (In Russ.) doi: 10.1134/S0040601518080049
2. Korol E, Shushunova N. Analysis and Valuation of the Energy-Efficient Residential Building with Innovative Modular Green Wall Systems. *Sustainability*. 2022;14(11):6891. doi: 10.3390/su14116891
3. Samarin O. Thermal mode of a room with integrated regulation of microclimate systems. *Magazine of Civil Engineering*. 2022;8(116):11610. doi: 10.34910/MCE.116.10
4. Abdullin VV, Shnayder DA, Kurzanov SYu, Yavorovsky YuV. IOT technology applications to building heating: predictive control, distributed monitoring, smart hydraulic balancing. *Plumbing, Heating, Air conditioning*. 2018;8(200):54–58. (In Russ.)
5. Banhidi L. *Thermal comfort of rooms*. Moscow: Stroyizdat; 1981. (In Russ.)
6. Pozin GM, Ulyasheva VM. Distribution of air parameters in premises with heat release sources. *Magazine of Civil Engineering*. 2012;6:42–47. (In Russ.) doi: 10.5862/MCE.32.6
7. Gasho EG, Prokhorov VI, Moroz AT, Frantsenyuk LI. Cooling conditions of hot rolled steel coils. *Steel in the USSR*. 1987;17(2):86–87. (In Russ.)
8. Razakov MA. Engine room thermal density specials in heating systems shutdown process. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2022;24(6):133–142. (In Russ.) doi: 10.30724/1998-9903-2022-24-6-133-142
9. Starkova LG, Datsuk TA, Ulyasheva VM. Numerical simulation of aeration in a hot rolling workshop. *Bulletin of civil engineers*. 2022;5(94):76–82. (In Russ.) doi: 10.23968/1999-5571-2022-19-5-76-82
10. Ulyasheva VM, Anisimov SM, Shamkolovich AN. Numerical simulation of ventilation processes in the welding shop. *Bulletin of civil engineers*. 2019;3(74):118–124. (In Russ.) doi: 10.23968/1999-5571-2019-16-3-118-124
11. Melkumov VN, Kuznetsov SN. Dynamics of Formation of Air Streams and Temperatures Fields in Premise. *Scientific Herald of the Voronezh State University of Architecture and Civil Engineering. Construction and Architecture*. 2009;1(1):25–34. (In Russ.)
12. Gritmitlin AM, Strongin AS. Assessment of the efficiency of the use of activating turbulent jets to eliminate the risk of the formation of unventilated zones in large. *J. Phys. Conf. Ser.* 2021;2131(1):052068. doi: 10.1088/1742-6596/2131/5/052068
13. Belova EM. *Central air conditioning systems in buildings*. Moscow: Euroclimate; 2006. (In Russ.)

14. *ASHRAE Handbook - Fundamentals*. ASHRAE; 2017.

15. Dement'eva ME, Kurokhtin AA. Features of operation of sewage pumping stations of heat and power stations in conditions the Far North. *Vestnik MGSU*. 2019;14(3):356–366. (In Russ.) doi: 10.22227/1997-0935.2019.3.356-366

16. Yakovlev BN, Bondarev VV. Research of the air environment in different enterprises and industries

sewage pumping stations. Manuscript №186-B2004 VINITI RAS; 2004. (In Russ.)

17. Oblienko AV, Potapova SO, Sushko EA. Experimental investigation of explosive and flammable substances distribution in industrial premises. *Russian Journal of Building Construction and Architecture*. 2010;3(19):154–163. (In Russ.)

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

* **Разаков Мухаммет Азатович,**

преподаватель-исследователь; старший преподаватель;

адрес: Российская Федерация, 111250, Москва,

ул. Красноказарменная, д.14;

ORCID:<https://orcid.org/0000-0002-0419-4522>;

eLibrary SPIN:8054-6877;

e-mail: RazakovMA@mpei.ru

AUTHOR'S INFO

* **Muhammet A. Razakov,**

researcher; Lecturer;

address: 14 Krasnokazarmennaya street, Moscow, 111250,

Russian Federation;

ORCID:<https://orcid.org/0000-0002-0419-4522>;

eLibrary SPIN:8054-6877;

e-mail: RazakovMA@mpei.ru