Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

Жаров Антон Андреевич

УДК 621.59

РАЗРАБОТКА ИСПАРИТЕЛЬНОЙ ВОДО-ВОЗДУШНОЙ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ДЛЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Специальность 05.04.03. Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Москва – 2006

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент Фролов Ю.Д.

Научный консультант: кандидат технических наук, доцент Гаранов С.А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Буравой С.Е.

ских наук, профессор.

Ведущее пре ТКА»

Защита 2006 г.
в 16 час. ного совета Д212.141.16
при Москов иверситета им. Н.Э. Бау-
д.1., корпус

У1751346
Жаров А.А.
Разработка испарительной водо-воздушной системы кондиционирования для железнодорожного транспо...
2006 0-00
У 1751346

юсим высы-

ВОЗВРАТИТЕ КНИГУ НЕ ПОЗЖЕ
обозначенного здесь срока

ГУ и



Глухов С.Д.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В последнее время особое внимание уделяется проблеме перехода систем кондиционирования воздуха (СКВ) на экологически безопасные хладагенты и поиску энергоэффективных рабочих циклов. В рамках реализации Венской конвенции об охране озонового слоя атмосферы (1985 г.) и Монреальского протокола о прекращении потребления веществ, разрушающих озоновый слой (1987 г.) широкое распространение в СКВ уже получили озонобезопасные хладагенты типа *R134a*, *R407C* и *R410A*. Однако в связи с ратификацией большинством промышленно развитых стран, в том числе и Россией, Киотского протокола к «Рамочной конвенции ООН об изменении климата» (1992 г.) актуальной задачей остается переход СКВ на хладагенты, не способствующие глобальному потеплению климата.

Решение данной задачи особенно важно для транспортных СКВ, для которых предъявляются повышенные требования к герметичности рабочих контуров, и, в частности, для железнодорожных СКВ. Это связано с возрастающими требованиями к комфорту проезда пассажиров на железнодорожном транспорте и значительным ростом количества вагонов, оборудованных СКВ.

Одним из перспективных направлений поиска являются СКВ с испарительными водо-воздушными циклами, поскольку в пассажирских вагонах всегда находится расходная емкость с водой, запасы которой регулярно пополняются в процессе движения железнодорожного состава.

Испарительные водо-воздушные системы известны достаточно давно и широко распространены в странах, имеющих засушливый климат. Однако актуальной остается задача разработки эффективной СКВ с испарительным водо-воздушным циклом, работоспособной как в условиях засушливого, так и влажного климата.

Цель работы: разработка и исследование испарительной водо-воздушной СКВ для железнодорожного пассажирского транспорта при эксплуатации в пределах России и ближнего зарубежья.

Основные задачи.

1. Анализ существующих решений испарительных водо-воздушных систем охлаждения. Выбор наиболее рациональных схем СКВ. Определение путей их совершенствования.
2. Разработка методик расчета перспективных СКВ.
3. Расчетно-аналитические исследования характеристик анализируемых СКВ при различных условиях работы; выявление климатических границ использования СКВ; определение наиболее экономичных режимов работы. Предложение перспективной схемы.
4. Оценка влияния основных технических факторов (КПД агрегатов, эффективности увлажнителей, величины барометрического давления, температуры испаряемой воды и величины минимально допустимого температурного напора в теплообменнике) на энергетические и

МГТУ
им. Н. Э. Баумана
Библиотека

массогабаритные характеристики предлагаемой СКВ.

5. Создание экспериментального стенда для исследования основных характеристик косвенно-испарительной системы охлаждения при пониженных давлениях во вспомогательном потоке и проведение испытаний для подтверждения результатов, полученных расчетно-аналитическим путем.
6. Разработка рекомендаций для проектирования рассмотренных СКВ.
7. Адаптация экспериментального стенда к условиям использования его в учебном процессе в качестве лабораторной установки.

Научная новизна.

1. Найдены пути совершенствования СКВ с испарительным водо-воздушным охлаждением для эксплуатации в условиях повышенной влажности. Предложена наиболее эффективная схема СКВ.
2. Определено влияние на характеристики перспективных схем СКВ термодинамических параметров воздуха окружающей среды и в кондиционируемом объеме, а также управляющих параметров СКВ. Определены наиболее экономичные условия работы. Оценены климатические границы использования рассматриваемых систем.
3. Показано, что использование испарительного охлаждения перед детандером позволяет значительно понизить потребляемую мощность СКВ и площадь рекуперативного теплообменника.
4. Получены экспериментальные зависимости температуры охлажденного потока воздуха от соотношения расходов и давления вспомогательного потока для вакуумного косвенно-испарительного цикла.

Практическая значимость и реализация результатов работы.

1. Разработаны инженерные методики расчета перспективных испарительных водо-воздушных схем СКВ, позволяющие оценить характеристики СКВ в различных режимах работы.
2. Получены рекомендации по организации наиболее экономичных режимов работы перспективных СКВ.
3. Установлено влияние на характеристики предложенной СКВ величин барометрического давления, КПД увлажнителей, детандера и компрессора, температуры испаряемой воды, величины минимально допустимого температурного напора в теплообменнике. Даны рекомендации разработчикам СКВ.
4. Определены пути увеличения эффективности и снижения габаритов рассмотренных СКВ за счет использования внутренней рециркуляции в кондиционируемом объеме.
5. Создан экспериментальный стенд, позволяющий исследовать основные процессы косвенно-испарительного охлаждения при пониженном давлении во вспомогательном потоке.

Рекомендации к внедрению. Разработанные методики расчета рекомендуются для проектирования перспективных экологически чистых СКВ с испарительными водо-воздушными циклами.

Созданный экспериментальный стенд используется в лабораторной практике кафедры Э-4 МГТУ им. Н.Э. Баумана для изучения методов определения реальных характеристик системы охлаждения с водо-воздушным косвенно-испарительным циклом и отдельных ее элементов.

Достоверность полученных данных обеспечивалась применением аттестованных измерительных средств и апробированных методик измерения, хорошей повторяемостью полученных результатов измерений, определением и анализом погрешности измерений.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались на Международной конференции «Образование через науку», посвященной 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана, 18 мая 2005 г.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 8 работ, в том числе 3 патента Российской Федерации.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из перечня основных условных обозначений, введения, четырех глав, выводов, списка использованной литературы (108 наименований) и содержит 187 стр. основного текста, 46 рис. и 3 таблицы.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы. Сформулированы цель и задачи исследования, научная новизна и практическая ценность работы.

В первой главе «Состояние вопроса, постановка цели и задач исследования» анализируются современные требования к СКВ для пассажирского железнодорожного транспорта. Проводится обзор существующих зарубежных и отечественных транспортных установок кондиционирования воздуха. Показано, что эффективность охлаждения (отношение полной холодопроизводительности к затрачиваемой мощности) в существующих железнодорожных СКВ с парокомпрессионными холодильными машинами (ПКХМ) не превышает 2 при работе в номинальном режиме, соответствующем температуре воздуха окружающей среды (ОС), равной 32°С, и относительной влажности - 70%. Отмечаются общая тенденция перехода на экологически безопасные хладагенты и проблема поиска энергоэффективных циклов с их использованием. Показывается, что одним из перспективных направлений разработок СКВ для железнодорожного транспорта являются испарительные водо-воздушные системы. Отмечаются последние разработки фирмы ЭЛСОКС, Россия, имеющей в настоящее время заказ на оборудование 50 пассажирских вагонов климатическими системами с косвенно-испарительным регенеративным охлаждением.

Особое внимание обращается на ряд простых в устройстве водоиспарительных систем, среди которых выделяется атмосферная схема (рис. 1). В основу атмосферной СКВ заложены идеи, предложенные Б.Н.

Юрмановым с соавторами. В рассматриваемой системе приточный воздух $G_{прит}$ проходит двухступенчатое охлаждение: сначала при постоянном влагосодержании в рекуперативном теплообменнике ТО, а затем в увлажнителе У1. Эта схема интересна простотой устройства, отсутствием сложных и дорогостоящих агрегатов, рекуперацией холода вытяжного потока, использованием общей рециркуляции и может быть использована в регионах с умеренно влажным и засушливым климатом. При этом литературный обзор показал отсутствие подходящей методики расчета подобной СКВ и неполноту информации о ее характеристиках.

Отмечается недостаточность разработок испарительных водо-воздушных СКВ для эксплуатации в регионах с повышенной влажностью воздуха. Известны решения косвенно-испарительных систем охлаждения с интенсификацией испарения за счет понижения давления вспомогательного потока, предложенные В.В. Игнатовым. В таких системах разряжение во вспомогательном потоке атмосферного воздуха осуществляется в дросселирующих устройствах посредством нагнетателей, выбрасывающих отработавший вспомогательный поток воздуха в атмосферу. Эффективность таких систем незначительна и практически неприемлема для СКВ пассажирских вагонов.

Использование вместо дросселя детандера, отдающего работу расширения нагнетателю, позволяет не только скомпенсировать часть затрат мощности на привод нагнетателя, но и увеличить холодопроизводительность. СКВ с подобным принципом действия разработана фирмой LIEBHERR (Австрия) в 2002 г. для пассажирских вагонов высокоскоростных европейских поездов ICE3 (детандерная схема, рис. 2). Указанная СКВ не требует носимого запаса воды, а косвенно-испарительное охлаждение осуществляется при испарении в вытяжном потоке конденсата из охлаждаемого приточного воздуха. В этом случае компенсируется холод, затраченный на конденсацию излишней влаги из приточного воздуха.

Методика расчета такой СКВ в открытой печати отсутствует, а технические характеристики, указанные в рекламных материалах не позволяют в полной мере оценить ее эффективность и границы применения.

На основе проведенного анализа известных структурных и конструктивных решений для пассажирского железнодорожного транспорта сформулированы цель и задачи настоящей работы.

Во второй главе «Анализ перспективных СКВ с испарительными водо-воздушными циклами» выполнен анализ влияния различных климатических факторов, а также управляющих параметров на рабочие характеристики атмосферной и детандерной схем СКВ. Разработаны соответствующие методики расчета. При этом было исследовано влияние температуры и относительной влажности воздуха ОС ($t_{ос}$ и $\phi_{ос}$) и воздуха в кондиционируемом объеме ($t_{вых.ко}$ и $\phi_{вых.ко}$), степени общей рециркуляции воздуха ($\varepsilon_{рец}$), расхода приточного воздуха ($V_{прит}$), давления воздуха после

детандера ($p_в$).

В расчетах приняты следующие основные допущения: Постоянство явных теплоизбытков в кондиционируемом объеме (КО) во всех условиях работы СКВ; КПД увлажнителей = 100%; коэффициент теплопередачи в рекуперативном теплообменнике одинаков для всех схем СКВ и не зависит от режима теплообмена.

В работе приведены выводы о степени влияния различных факторов на характеристики СКВ и указаны рекомендации разработчикам.

Экономичные условия работы атмосферной схемы СКВ:

В кондиционируемом объеме следует поддерживать максимальную температуру $t_{вых.ко}$ (по существующим санитарным нормам 26 °С) и минимальную относительную влажность $\phi_{вых.ко}$ из возможных для данных параметров воздуха ОС. Расход приточного воздуха должен быть минимальным и определяется минимально допустимой температурой воздуха, подаваемого в КО ($t_{прит} \geq 16$ °С). Степень рециркуляции должна быть максимальной из санитарно допустимых значений, не вызывающих при этом нарушение температурного режима в теплообменнике (должна отсутствовать тепловая «засечка» теплообменника).

В работе отмечено, что выполнение действующего санитарного ограничения $t_{прит} \geq 16$ °С не соответствует наиболее экономичным условиям работы СКВ. Например, при $t_{ос}$= 32 °С, $\phi_{ос}$= 20 %, $t_{вых.ко}$= 26 °С, $\phi_{вых.ко}$= 50 %, $\varepsilon_{рец}$ =0% снижение температуры $t_{прит}$ с 16 °С до 13,8 °С позволяет снизить расход приточного воздуха на 19% (от 4300 м3/ч до 3500 м3/ч), что приводит к снижению потребляемой мощности СКВ в 1,9 раза (с 3,8 до 2,0 кВт) и снижению потребляемого расхода воды на увлажнение в 1,3 раза: с 37,6 до 29,5 кг/ч.

Очевидно, что в данном случае целесообразно применить устройства

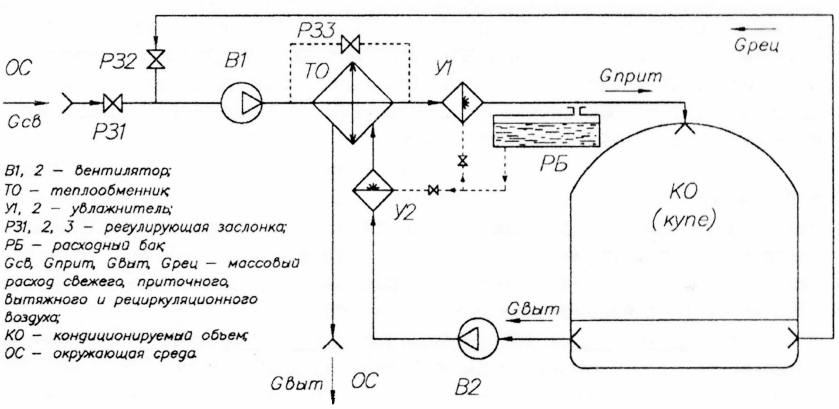


Рис. 1. Атмосферная схема СКВ.

для организации внутренней рециркуляции воздуха, которые позволят обеспечить температуру приточного воздуха, поступающего в КО, $t_{прит} \geq 16$ °С за счет смешения переохлажденного воздуха, подаваемого кондиционером, с воздухом, забираемым из КО. При этом энергопотребление СКВ увеличится не более чем на 450 Вт на вагон за счет установки дополнительных микровентиляторов внутренней рециркуляции. Следует отметить, что внутренняя рециркуляция позволит регулировать температуру в КО и температурный градиент по КО за счет изменения расходов воздуха охлажденного в кондиционере и рециркуляционного.

Расчеты показали, что при существующем санитарном ограничении минимальной температуры воздуха, поступающего в кондиционируемый объем, и предельной пропускной способности приточных воздуховодов (5000 $м^3$/ч) область достижимых комфортных параметров в КО в значительной мере ограничивается; так невозможно получить комфортные температуры ниже 24,5 °С, а относительную влажность воздуха выше 61 %. При использовании внутренней рециркуляции минимальный порог температур понизится до комфортного минимума в 22 °С.

Область параметров ОС, в которой атмосферная СКВ способна обеспечивать комфортные параметры в КО соответствуют условиям умеренного и засушливого климата (например, среднеазиатского). В условиях климата с повышенной влажностью (при влагосодержании больше 10,2 г/кг с.в.) данная схема неспособна обеспечить комфортные параметры воздуха в кондиционируемом объеме.

Экономичные условия работы детандерной схемы СКВ:

Если осушка приточного воздуха не требуется, тогда в кондиционируемом объеме целесообразно поддерживать максимальную температуру воздуха из диапазона комфортных (26 °С). Степень общей рециркуляции в этом случае должна выбираться из диапазона 20 – 30%, давление за детандером – из диапазона 75 – 80 кПа, а расход приточного воздуха должен быть минимальным, исходя из условия отсутствия температурной «засечки» в теплообменнике. Относительная влажность воздуха в КО в этом случае не регулируется, а однозначно определяется сочетанием указанных выше параметров.

При указанных условиях температура приточного воздуха будет порядка 12 °С, что ниже допустимой $t_{прит} \geq 16$ °С. Для соблюдения санитарного требования необходимо либо дополнительно использовать внутреннюю рециркуляцию воздуха в вагоне, либо работать в менее экономичном режиме - с повышенным расходом приточного воздуха (около 4300 м3/ч) при давлении за детандером на уровне 80 кПа.

При необходимости конденсации излишков паров воды из приточного воздуха: в кондиционируемом объеме целесообразно поддерживать максимальную комфортную температуру (26 °С) и минимальную из возможных (по условию отсутствия «засечки» теплообменника)

относительную влажность воздуха при давлении за детандером в диапазоне 70 – 75 кПа. При этом степень общей рециркуляции необходимо задавать максимально возможной по условию отсутствия «засечки» в теплообменнике (около 30 %). Температура приточного воздуха в этом случае будет низкой – около 6…7 °С.

Для соблюдения санитарного требования $t_{прит} \geq 16$ °С необходимо использовать внутреннюю рециркуляцию или поддерживать относительную влажность в КО не ниже 56 % и давление за детандером на уровне 80 кПа.

Область достижимых комфортных параметров в КО для детандерной схемы СКВ остается той же, что и для атмосферной схемы.

Анализ показал, что детандерная схема СКВ универсальна по климатическим районам эксплуатации и позволяет обеспечивать комфортные условия в вагоне при влагосодержании воздуха ОС от 5,5 г/кг и выше (вплоть до 100% относительной влажности) без ограничений по температуре.

Проведенные исследования подтвердили высокую эффективность детандерной схемы при высоком влагосодержании воздуха ОС (большом объеме конденсирующейся влаги из приточного воздуха) из-за значительной доли испарительного эффекта охлаждения в холодопроизводительности. Однако в более сухих климатических условиях эффективность ощутимо снижается. Так, если при $t_{ос}$ = 32°С, $\phi_{ос}$ = 70%, $\varepsilon_{рец}$ = 0% и наиболее экономичных условиях $t_{вых.ко}$ = 26°С, $\phi_{вых.ко}$ = 57%, и $p_в$ = 71 кПа эффективность холодильной системы составляет 3,1 (при доле испарительного эффекта в холодопроизводительности 59%), то при $t_{ос}$ = 32°С, $\phi_{ос}$ = 30% и $\varepsilon_{рец}$ = 0%, когда наиболее экономичные условия $t_{вых.ко}$= 26 °С, $\phi_{вых.ко}$= 45%, а $p_в$ = 80 кПа эффективность холодильной системы в 2,4 раза ниже (1,3), что хуже соответствующего показателя СКВ с ПКХМ.

В связи с этим была предложена комбинированная схема СКВ (рис. 3) представляющая собой детандерную схему с дополнительным увлажнителем

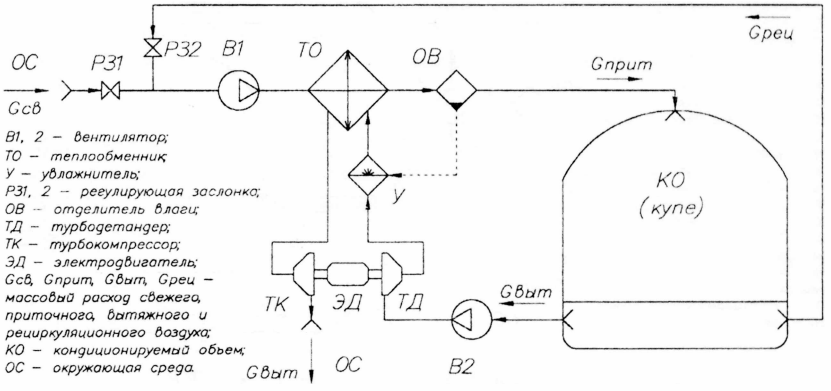


Рис. 2. Детандерная схема СКВ.

перед детандером, вода в который подается из имеющегося расходного бака РБ вагона, предназначенного для санитарных нужд.

В этом случае вода не засоряет теплообменник ТО солями, образующимися при испарении - все соли будут удаляться из поддона увлажнителя У2 в процессе эксплуатации.

Расчеты показали, что дополнительное испарительное охлаждение перед детандером позволяет, увеличить максимально допустимое давление за детандером и увеличить температурный напор в теплообменнике. Что приводит к снижению потребляемой мощности СКВ и габаритов центральной установки за счет уменьшения требуемой площади рекуперативного теплообменника.

Экономичные условия работы предлагаемой комбинированной схемы СКВ: совпадают с экономичными условиями работы детандерной схемы, за исключением режимов работы без осушки приточного воздуха, когда степень общей рециркуляции должна выбираться максимальной из допустимых - 30%, а давление за детандером - из диапазона 85 – 89 кПа.

Использование внутренней рециркуляции воздуха также как и для атмосферной и детандерной схем позволит существенно сократить энергопотребление комбинированной системы и позволит расширить диапазон достижимых комфортных значений t и ϕ в кондиционируемом объеме.

Предлагаемая схема работоспособна в том же диапазоне параметров ОС, что и детандерная и позволяет получить комфортные параметры в том же диапазоне, но при меньших энергозатратах и габаритах теплообменника.

На рис. 4 и 5 приведены сравнительные характеристики рассмотренных схем СКВ, подчеркивающие вывод о том, что

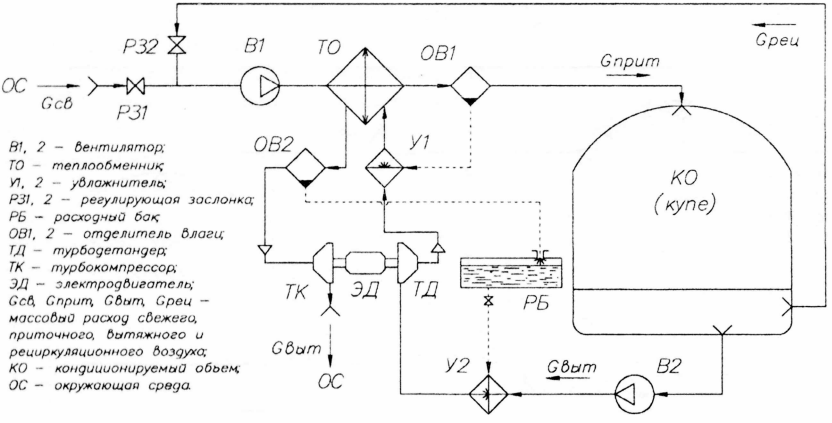


Рис. 3. Предлагаемая комбинированная схема СКВ.

комбинированная СКВ наилучшим образом подходит для эксплуатации в широком диапазоне климатических регионов, включая приморские и континентальные районы.

В третьей главе «Анализ влияния на характеристики предлагаемой СКВ основных технических факторов» проанализировано влияние на характеристики предлагаемой комбинированной схемы СКВ ряда основных технических факторов: КПД агрегатов, эффективности увлажнителя, величины барометрического давления, температуры испаряемой воды и величины минимально допустимого температурного напора в теплообменнике. Сформулированы рекомендации разработчикам СКВ по учету указанных факторов.

КПД увлажнителя η_y ощутимо влияет на потребление воды и площадь теплообмена. Так при параметрах $p_б$ = 98,071 кПа, $t_{ос}$ = 32 °С, $\phi_{ос}$ = 70 %, $t_{вх.ко}$ = *min* = 16 °С, $t_{вых.ко}$ = *max* = 26 °С, $\phi_{вых.ко}$ = 56,837, $\varepsilon_{рец}$ = 30 % с увеличением η_y от 40 % до 100 % расход воды увеличивается с 3,7 до 9,5 кг/ч, а площадь теплообмена сокращается со 130 до 84 м^2.

КПД детандера $\eta_{sд}$ в значительной мере влияет на потребляемую мощность и площадь теплообмена. Например, при увеличении $\eta_{sд}$ от 50 до 90 % потребляемая мощность может сократиться с 32 до 14 кВт, а требуемая площадь теплообмена уменьшиться со 142 до 78 м^2.

КПД компрессора $\eta_{sк}$ оказывает ощутимое влияние лишь на потребляемую мощность СКВ.

Влияние температурного напора $\Delta t_{томin}$ в рекуперативных теплообменниках на энергетические и массогабаритные характеристики СКВ весьма ощутимо. Так, при минимальном температурном напоре $\Delta t_{томin}$ = 1 °С энергопотребление в рассматриваемой СКВ будет порядка 12 кВт, требуемая площадь теплообмена - 160 м^2. Если же принять $\Delta t_{томin}$ = 10 °С, тогда энергопотребление возрастет до 30 кВт, а площадь теплообмена снизится до 20 м^2. Следовательно, значение минимального температурного напора в рекуперативных теплообменниках $\Delta t_{томin}$ следует уточнять в процессе проектирования с учетом энергетических и массогабаритных ограничений СКВ.

Увеличение барометрического давления способствует снижению потребляемой мощности, потребляемого расхода воды и требуемой площади теплообмена. При этом в пределах реально встречающегося диапазона барометрического давления максимальное изменение касается потребляемой мощности и составляет 15%.

Влияние температуры воды, подаваемой на испарение незначительно.

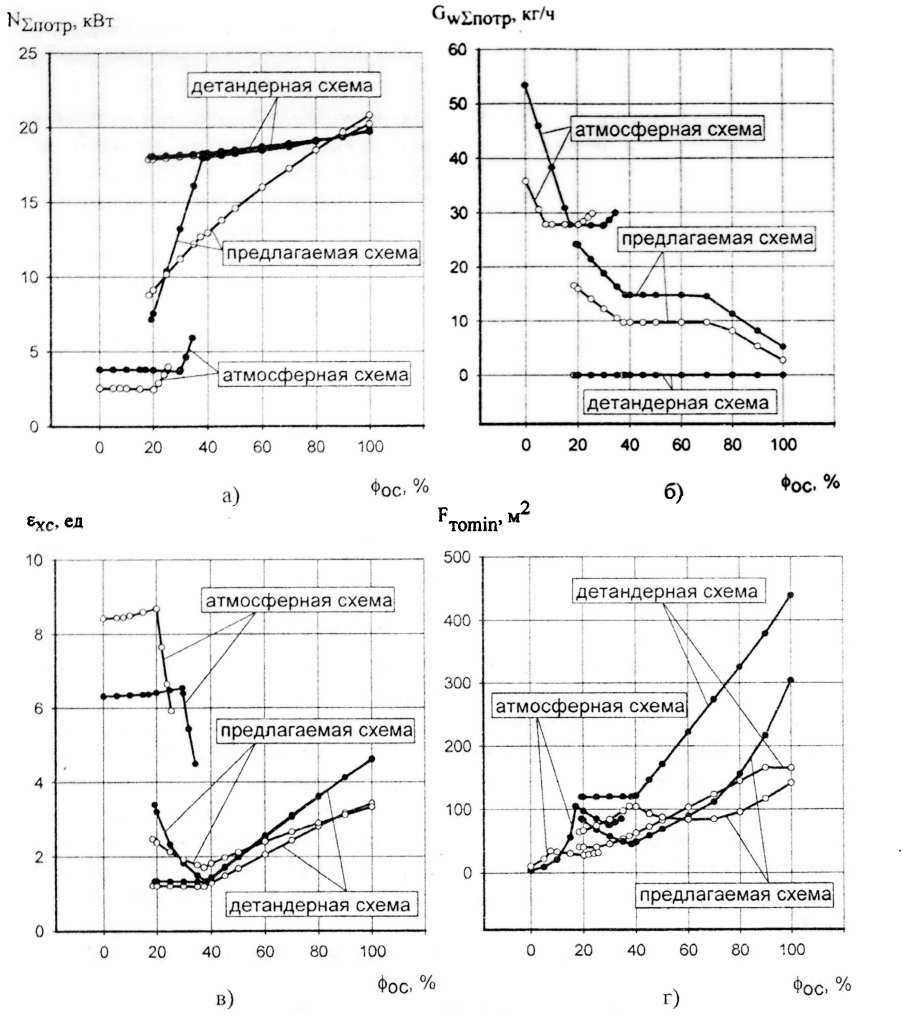


Рис. 4. Влияние относительной влажности воздуха ОС $\phi_{ос}$ на характеристики СКВ с атмосферной, детандерной и прелагаемой схемами, работающими на оптимальных режимах, при условии $t_{ос}$= 32°С, $t_{вх.ко}$ = *min* = 16°С, $\varepsilon_{рец}$ = 0 и 30%: а) на суммарное энергопотребление; б) на суммарный потребляемый расход воды; в) на эффективность холодильной системы; г) на требуемую минимальную площадь теплообменника СКВ.

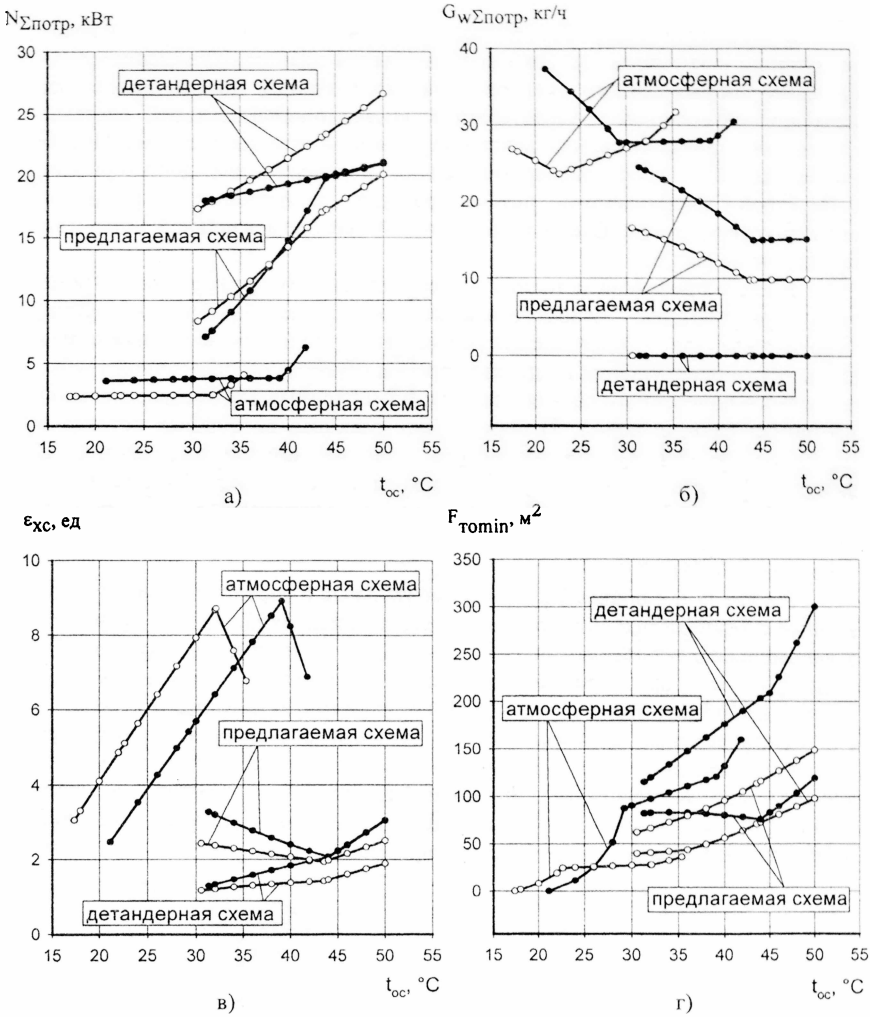


Рис. 5. Влияние температуры воздуха ОС $t_{ос}$ на характеристики СКВ с атмосферной, детандерной и прелагаемой схемами, работающими на оптимальных режимах, при условии $\phi_{ос}$= 20%, $t_{вх.ко}$ = *min* = 16°С, $\varepsilon_{рец}$ = 0 и 30%: а) на суммарное энергопотребление; б) на суммарный потребляемый расход воды; в) на эффективность холодильной системы; г) на требуемую минимальную площадь теплообменника СКВ.

В четвертой главе «Экспериментальное исследование системы с водо-воздушным вакуумным косвенно-испарительным циклом охлаждения» дано описание разработанного экспериментального стенда, необходимого для исследования основных характеристик косвенно-испарительной системы охлаждения при пониженных давлениях во вспомогательном потоке. Целью исследования являлось экспериментальное подтверждение достоверности параметров охлаждаемого потока воздуха, полученных расчетно-аналитическим путем. Схема разработанной экспериментальной установки приведена на рис. 6.

В главе приведена методика экспериментальных исследований. Кроме того, разработаны вспомогательные экспериментальные методики, необходимые для: 1) определения расхода воды, подаваемой в увлажнитель по скорости перемещения воздушной пробки (пузыря) по прозрачной трубке известного поперечного сечения (методика необходима для предварительной настройки расхода воды); 2) определения расходов воздушных потоков с помощью измерения скорости потока в центре поперечного сечения и экспериментального коэффициента перехода от нее к средней скорости по всему сечению (методика применима при скоростях потоков выше 4 м/с, при этом относительная погрешность определения массового расхода воздуха не превышает 10 %).

На Рис. 7 и 8 приведены экспериментальные и расчетно-аналитические данные о температуре общего потока воздуха после охлаждения в косвенно-испарительном теплообменнике для различных соотношений расходов $a = G_{общ}/G_{всп}$ и при различных вакуумметрических давлениях во вспомогательном потоке: а) $p_{вак}$=2,5 кПа, б) $p_{вак}$=10,0 кПа, в) $p_{вак}$=19,7 кПа.

Исследования подтвердили адекватность результатов, полученных экспериментально и с помощью расчетно-аналитического метода определения температуры охлажденного приточного потока воздуха. Количественные расхождения расчетных и экспериментальных значений температуры на расчетных режимах не превысили 1,2°С.

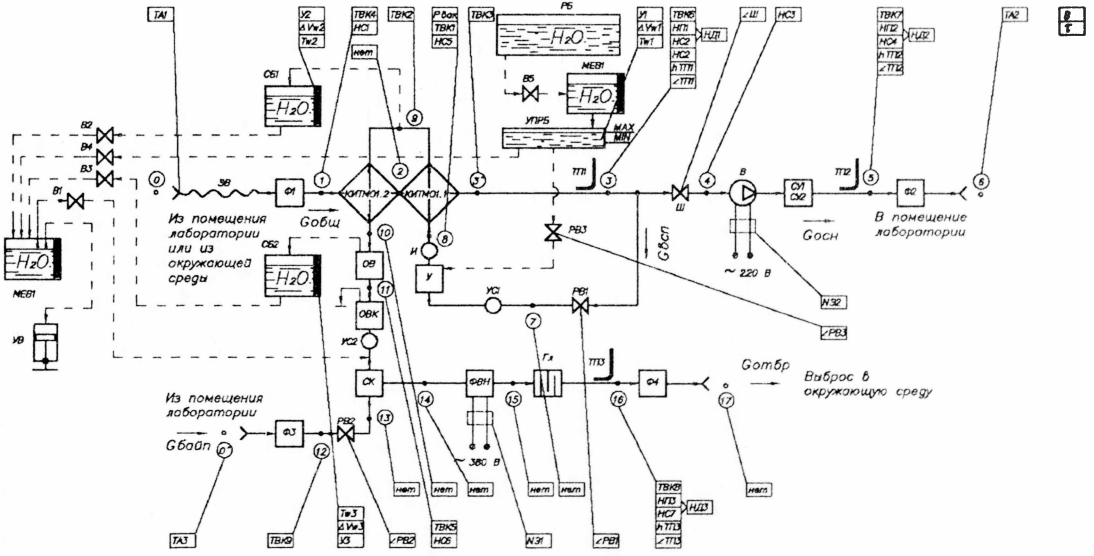


Рис. 6. Принципиальная схема экспериментального стенда.

Основные элементы конструкции: ЗВ – заборный воздуховод; Ф1, Ф2, Ф3, Ф4 - воздушные фильтры; КИТМО1.1, КИТМО1.2. – двухсекционный косвенно-испарительный теплообменник; Ш – шибер; В – вентилятор; СУ1, 2 – сетки успокоительные; РВ1, 2 – регулирующие воздушные вентили; УС2 –смотровые участки воздуховодов; У - увлажнитель; И – иллюминатор; ОВ - отделитель влаги; ОВК – отделитель влаги контрольный; СК - смесительная камера; ФВН - форвакуумный насос; ГЛ – шумоглушитель; РБ - расходный бак; МЕВ1 – мерная емкость водяная; УПРБ - уравнительный промежуточный расходный бак; РВ3 - регулирующий вентиль расхода воды; СБ1, 2 - сборные баки; УВ – усилитель вакуума; В1 – вентиль вакуумирования МЕВ1; В2, 3, 4 – дренажные вентили; В5 вентиль подачи воды из РБ. *Обозначения приборов, датчиков и контролируемых величин.* ТП1, 2, 3 – трубки Пито; В – барометрическое давление; τ - время; ТА1, 2, 3 - измерения скорости и температуры потоков термоанемометром; ТВК1, 2,…9 – датчики температуры и относительной влажности воздуха; НС1, 2,…7 – приемники статического напора; НП1, 2, 3 - полный напор, снимаемый трубками Пито; НД1, 2, 3 – динамические напоры потоков; hТП1, 2, 3 – линейные координаты положения приемных участков трубок Пито в мерных сечениях; ∠ТП1, 2, 3 – угловые отклонения приемных участков трубок Пито от осей воздуховодов; ∠Ш – угол поворота шибера; ∠РВ1, 2, 3 – угловое положение маховиков РВ1, 2, 3; NЭ1, 2 – активные потребляемые электрические мощности электродвигателей ФВН и В; $P_{вак}$ – вакуумметрическое давление вспомогательного потока; У1, 2, 3 – контролируемые уровни воды; ΔVw1, 2, 3 – объемы воды; Tw1, 2, 3 – датчики температура воды.

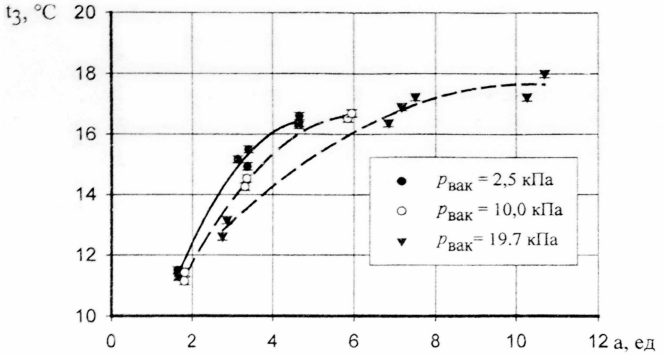
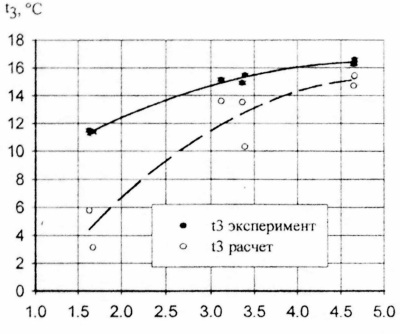
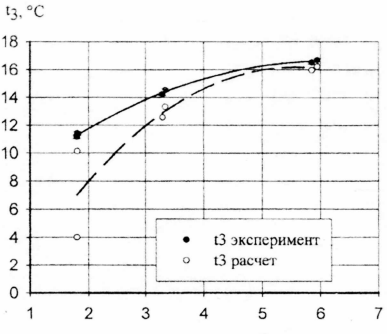


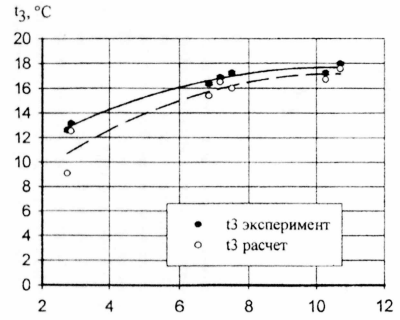
Рис. 7. Экспериментальные данные о температуре общего потока, охлажденного в косвенно-испарительном теплообменнике в зависимости от соотношения расходов $a = G_{общ}/G_{всп}$ и вакуумметрического давления во вспомогательном потоке: а) $p_{вак}$=2,5 кПа, б) $p_{вак}$=10,0 кПа, в) $p_{вак}$=19,7 кПа.



а) $P_{вак}$ = 2,5 кПа



б) $P_{вак}$ = 10,0 кПа



в) $P_{вак}$ = 19.7 кПа

Рис. 8. Температура, охлажденного общего потока воздуха, в зависимости от соотношения расходов $a = G_{общ}/G_{всп}$ и вакуумметрического давлениях во вспомогательном потоке: а) $p_{вак}$=2,5 кПа, б) $p_{вак}$=10,0 кПа, в) $p_{вак}$=19,7 кПа. Данные эксперимента и его расчетного воспроизведения.

Выводы

1. Разработана и исследована комбинированная испарительная водо-воздушная СКВ для железнодорожного транспорта с открытым воздушным циклом пониженного давления во вспомогательном контуре, использующим испарительное охлаждение. Система обеспечивает комфортные условия в кондиционируемом объеме в широком диапазоне изменений климатических параметров воздуха окружающей среды без верхнего ограничения по температуре и с относительной влажностью до 100%.

2. Эффективность охлаждения предложенной системы при температуре окружающей среды 32°С составляет 1,7 ... 3,4 в зависимости от относительной влажности наружного воздуха; с увеличением температуры эффективность системы повышается, что принципиально отличает рассматриваемую систему от СКВ с парокомпрессионным циклом охлаждения.

3. Испарительное охлаждение вытяжного потока перед детандером позволяет значительно снизить энергопотребление комбинированной СКВ, особенно в сухих климатических условиях, уменьшить требуемую поверхность (массу и габариты) рекуперативного теплообменника. Так, на номинальном расчетном режиме (при температуре воздуха окружающей среды 32°С, влажности 19% и температуре воздуха, подаваемого в купе вагона 16°С) при отсутствии рециркуляции снижение энергопотребления составляет 61% (от 18,1 до 7,1 кВт), а поверхность теплообмена сокращается на 29% (от 119,8 до 85,3 м^2).

4. Комбинированная СКВ позволяет снизить температуру приточного воздуха, подводимого к кондиционируемому объему (купе вагона). При этом температура воздуха непосредственно на входе в купе (≥ 16°С) обеспечивается за счет внутренней рециркуляции. Такое решение позволяет расширить диапазон значений достижимых комфортных температур и влажности, снизить энергопотребление и расход воды. Так, при температуре окружающего воздуха 32°С, влажности 30%, температуре воздуха, уходящего из купе, 26°С, давлении воздуха после детандера 70 кПа и 30% общей рециркуляции снижение температуры приточного воздуха с 16,5 до 12,8°С позволяет сократить энергопотребление на 31% (от 21,2 до 14,7 кВт), а расход воды – на 32% (с 12,9 до 8,8 кг/ч); при этом поверхность теплообмена возрастет всего лишь на 3% (от 46,2 до 47,6 м^2).

5. Использование блока внутренней рециркуляции позволяет индивидуально регулировать температуру воздуха в купе, его подвижность, организовать дополнительную обработку воздуха (фильтрацию, ионизацию, обеззараживание и т.д.).

6. Наиболее значительное влияние на основные характеристики комбинированной СКВ оказывают такие показатели, как: КПД увлажнителя, детандера, компрессора, минимальный температурный напор в рекуперативном теплообменнике. Так увеличение КПД увлажнителя от 40%

до 95% приведет к увеличению эффективного расхода воды в 2,4 раза, снижению поверхности теплообмена в 1,5 раза; увеличение КПД детандера с 50 до 90% позволяет сократить энергопотребление в 2,3 раза и уменьшить поверхность теплообмена в 1,8 раза; КПД компрессора оказывает соответствующее влияние практически только на энергопотребление системы; изменение минимального температурного напора в теплообменниках с 1 до 10°С приводит к увеличению энергопотребления в 2,5 раза (с 12 до 30 кВт) и снижению поверхности теплообмена в 8 раз (со 160 до 20 $м^2$). Следовательно, величину температурного напора следует выбирать с учетом энергетических и массогабаритных ограничений. Барометрическое давление способствует изменению основных параметров СКВ в пределах 15%. Влияние температуры испаряемой воды несущественно.

7. Разработан и создан экспериментальный стенд для исследования основных характеристик косвенно-испарительной системы охлаждения при пониженных давлениях во вспомогательном потоке. Исследования, проведенные на стенде, подтвердили адекватность экспериментальных и расчетно-аналитических характеристик. Количественные расхождения расчетных и экспериментальных значений температуры на расчетных режимах не превысили 1,2°С.

В работе указаны направления дальнейших разработок энергоэффективных СКВ с испарительными водо-воздушными циклами:

1. СКВ с центральной подготовкой свежего воздуха и кондиционерами-доводчиками внутри КО. Хладоносителем в доводчиках является вода, охлажденная в центральном блоке СКВ. Увеличение температуры воздуха в КО при этом можно осуществлять либо пассивно, за счет отключения доводчиков либо за счет подачи теплого наружного воздуха. Такая система позволит обеспечить автономное регулирование температуры в отдельных зонах кондиционируемого объема.

2. Разрешение проблемы образования водяного камня в косвенно-испарительном теплообменнике при непосредственной подаче в него воды из внешнего носителя за счет организации рециркуляционного водяного контура в теплообменнике, который обеспечит вынос образующихся солей циркулирующим водяным потоком.

3. Разработка конструкций косвенно-испарительных теплообменных аппаратов, выполненных из пластических материалов, которые позволят решить вопрос коррозионной стойкости и снизят массу системы. Проведенные в рамках диссертации расчеты показали, что применение пластмасс в теплообменниках косвенно-испарительного типа приводит к незначительному снижению коэффициента теплопередачи (не более 14%), т.к. определяющим фактором в теплопередаче является теплоотдача со стороны сухого охлаждаемого воздушного потока. Одна из таких конструкций разработана автором и защищена патентом.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Тепловой расчет регенеративного косвенно-испарительного цикла охлаждения воздуха / Ю.Д. Фролов, С.А. Гаранов, О.Б. Бионышев, А.А. Жаров // Вестник Международной академии холода (М.). – 2001. – Выпуск 3. – С. 29-32.
2. Жаров А.А., Фролов Ю.Д. Системы кондиционирования воздуха с водо-воздушным косвенно-испарительным циклом для влажного климата // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2004. – Специальный выпуск. – С. 252-266.
3. Фролов Ю.Д., Жаров А.А. Новая конструкция косвенно-испарительного теплообменного аппарата на основе пластических материалов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2004. – Специальный выпуск. – С. 234-251.
4. Жаров А.А., Игнатов В.В., Фролов Ю.Д. Определение технических характеристик кондиционера с водо-воздушным вакуумным косвенно-испарительным циклом: Методические указания к лабораторной работе по курсу «Расчет и проектирование систем кондиционирования воздуха». - М.: Изд-во УНЦ МГТУ им. Н.Э. Баумана «Криоконсул», 2005. - 76 с., ил.
5. Фролов Ю.Д., Жаров А.А. Анализ транспортных систем кондиционирования воздуха с воздушными косвенно-испарительными циклами // Образование через науку.: Тезисы докладов Международной конференции. - Москва, 2005.- С. 486 - 487.
6. Положительное решение от 22.02.2006 по заявке № 2004134394/06 (037406) от 26.11.2004 на патент на изобретение. Теплообменник пластинчатый / Ю.Д. Фролов, А.А. Жаров.
7. Положительное решение от 03.10.2005 по заявке № 2004134395/06 (037407) от 26.11.2004 на патент на изобретение. Кондиционер / Ю.Д. Фролов, А.А. Жаров.
8. Положительное решение от 03.10.2005 по заявке № 2004134396/06 (037408) от 26.11.2004 на патент на изобретение. Кондиционер / Ю.Д. Фролов, А.А. Жаров.

Подписано к печати 10.04.06 Зак. 160 Объем 1.0 п.л. Тир. 100
Типография МГТУ им. Н.Э. Баумана.