

Системы индивидуального регулирования температуры воздуха в купе пассажирского вагона

Емельянов А.Л., Буравой С.Е., Платунов Е.С.

Важно, чтобы индивидуальное управление температурой в отдельном купе не влияло на температуру в других купе. Этого можно избежать, если узел автоматического регулирования будет осуществлять одновременно одинаковое изменение расхода, как в купе, так и в общей магистрали.

Ключевые слова: кондиционирование, железнодорожный транспорт.

1. Универсальная система

Рассматриваемая система кондиционирования предусматривает возможность индивидуального управления температурой воздуха в каждом купе пассажирского вагона. Система универсальна, так как может работать в любое время года (летом, зимой и в периоды межсезонья), причем практически без перенастройки на летний или зимний периоды эксплуатации вагона.

Центральным звеном системы является общий для вагона кондиционер, который в летние месяцы выполняет свои обычные функции, а зимой и в прохладные дни способен работать в режиме теплового насоса. В систему входят два расположенных под крышей вагона независимых приточных воздуховода, связывающих кондиционер с каждым купе. В купе воздух из воздуховодов подается через специальный узел регулирования и смешения.

Через основной воздуховод, имеющий теплозащитную оболочку, в жаркие дни в каждое купе подается охлажденный наружный воздух, прошедший в кондиционере через теплообменник испарителя холодильной машины, а в холодные дни – подогретый наружный воздух, прошедший в кондиционере через теплообменник конденсатора. Стенки этого воздуховода, как обычно, должны быть теплоизолированными от среды. Через вспомогательный воздуховод с помощью самостоятельного вентилятора нагнетается наружный воздух, сохраняющий температуру внешней среды. Желательно, чтобы вентиляторы, нагнетающие воздух в воздуховоды, обеспечивали одинаковые расходы при одинаковых динамических напорах.

Замечание. Рассеем сразу возможное недоумение читателя, так как в настоящее время считается, что кондиционеры не могут работать в режиме тепловых насосов, если температура внешней среды опускается ниже минус 5 °С. Но это обусловлено только тем, что через испаритель кондиционера принято пропускать наружный воздух. В рассматриваемой системе такое препятствие легко устраняется, так как в современных вагонах через испаритель зимой можно пропускать отработанный в вагоне воздух,

имеющий температуру не менее 18 °С, обеспечивая при этом принудительную вытяжку воздуха из вагона. Отработанного воздуха вполне достаточно, чтобы обеспечить нормальный режим “теплового насоса”. Этот воздух в вагон обратно не попадает, а сразу выбрасывается наружу, поэтому его санитарное качество никакой роли не играет.

Расчеты и опыт показывают, что в жаркие летние дни для обеспечения комфортной температуры в каждое купе достаточно подавать охлажденный до (10...12) °С воздух с расходом не более 200 м³/час в расчете на одно купе. В холодные же зимние дни комфортную температуру в купе (при близком к указанному расходе) способен обеспечить воздух, подогретый кондиционером до 40 °С. Это означает, что для обеспечения комфортных температур (как летом, так и зимой) пригоден один и тот же кондиционер–тепловой насос. Важно лишь, чтобы он был способным подавать летом в вагон воздух с температурой (10...12) °С при максимальном расходе на вагон не более 2000 м³/час, а зимой – подавать в вагон горячий воздух при таком же расходе, но уже с температурой 40 °С.

Из сказанного следует, что параметры кондиционера должны быть такими, чтобы в летние дни он был способен охлаждать воздух в каждом купе до минимальной комфортной температуры (например, до 22 °С), а в зимние дни нагревать воздух в купе до максимальной комфортной температуры (например, до 26 °С). В этом случае летом у пассажиров может появляться желание несколько повысить температуру в купе, а зимой – понизить температуру в купе. Вспомогательный воздухопровод с наружным воздухом как раз и позволяет удовлетворять этим желаниям. Действительно, в жаркие летние дни с помощью распределительной заслонки пассажир может увеличивать долю попадающего в купе теплого наружного воздуха и уменьшать долю поступающего из кондиционера холодного воздуха, повышая тем самым температуру воздуха в купе при сохраняющемся суммарном расходе поступающего в купе воздуха. А в зимние дни эта же процедура с распределительной заслонкой будет снижать температуру воздуха в купе, так как холодный наружный воздух будет снижать температуру поступающей в купе воздушной смеси.

Предлагаемая система индивидуального регулирования температуры не нуждается в дополнительных средствах автоматизации, так как положение распределительной заслонки можно изменять ступенчато или плавно. После каждого перемещения заслонки возникает процесс изменения температуры воздуха в купе, завершающийся через (3...5) минут, не более.

Рассмотренный вариант системы регулирования является не единственно возможным. В частности, может представить практический интерес еще один, близкий к нему вариант.

Так, в рассмотренном выше варианте системы через основной (теплоизолированный) воздухопровод в жаркие дни в вагон (и в купе) подается охлажденный воздух, а в холодные дни – нагретый воздух. А по второму

воздуховоду через вагон прогоняется непосредственно наружный воздух, как летом, так и зимой.

Но возможен также вариант, когда через теплообменники испарителя и конденсатора в кондиционере постоянно прогоняется свежий наружный воздух, который затем по двум своим, индивидуальным воздуховодам проходит под крышей вагона над всеми купе. Из теплообменников испарителя и конденсатора воздушные потоки выходят с существенно различающимися температурами: холодный поток с температурой $t_x \approx (10...12) \text{ }^\circ\text{C}$, а горячий поток с температурой $t_{\text{гор}} \approx 40 \text{ }^\circ\text{C}$. Поэтому стенки воздуховодов должны быть изолированы от теплообмена с наружной средой и между собой. В каждое купе воздух подается из обоих воздуховодов через свою распределительную заслонку. Заслонка позволяет изменять объемное соотношение двух потоков, обеспечивая желаемую температуру поступающего в купе смешанного воздуха, при сохраняемом общем его расходе. Во всем остальном оба варианта сходны. Следует, правда, иметь в виду, что в таком варианте система перестает быть универсальной, так как при температурах ниже минус $5 \text{ }^\circ\text{C}$ современные кондиционеры перестают нормально работать. Чтобы сделать эту систему универсальной, зимой придется прогонять через испаритель рециркуляционный воздух, ухудшая санитарные показатели системы.

Важно подчеркнуть, что "заслонка" в рассматриваемых вариантах индивидуального управления температурой в отдельно взятом купе должна удовлетворять достаточно жестким требованиям. В частности, она должна изменять долю холодного и горячего воздуха в смеси в пределах, близких на краях к 0 и 1. Иначе говоря, в предельных ситуациях подаваемый в купе смешанный воздушный поток теоретически должен иметь возможность вырождаться либо в полностью холодный поток, либо полностью в горячий поток.

В простейшем случае управление заслонкой может быть ручным и доступным пассажирам. Однако для управления работой заслонки можно применить достаточно простую электронную систему (управляющий контроллер).

Завершая общие рассуждения, отметим, что практическое проектирование рассмотренной системы управления температурой в купе не нуждается в сложном комплексном теоретическом анализе. Каждое звено системы может рассматриваться независимо, как самостоятельное.

Предлагаемая система индивидуального управления температурой воздуха в купе по сравнению с известными системами-аналогами обладает несколькими важными достоинствами. Перечислим их.

– Для функционирования системы не требуются дополнительные энергетические затраты. Достаточно тех затрат, которые имеют место в наиболее совершенных и уже существующих системах кондиционирования, не имеющих пока индивидуального регулирования.

- Система структурно предельно проста. Кондиционер обслуживает весь вагон и не нуждается в дополнительных узлах. Для его работы в принципе достаточно использовать всего два или три вентилятора. Каждый из них должен обеспечивать расход воздуха $\sim 2000 \text{ м}^3/\text{час}$, не более, что позволяет при желании повысить КПД теплообменников испарителя и конденсатора и увеличить холодильный и отопительный КПД кондиционера. Эти же вентиляторы должны прогонять холодный, горячий и наружный воздух по своим воздуховодам через весь вагон.
- Система в ее основном варианте не допускает повторного попадания в вагон рециркуляционного воздуха, поэтому полностью удовлетворяет всем современным санитарным требованиям.
- Система универсальна, так как допускает работу кондиционера в любое время года, причем даже в режиме теплового насоса.
- В зимние месяцы для дополнительного подогрева вагонов сейчас часто приходится использовать параллельно систему водяного батарейного отопления. Она обычно работает в автономном режиме и не затрудняет функционирование системы теплового насоса. Однако в предлагаемой системе есть все предпосылки при необходимости избавиться от водяного отопления, Тепловой насос, согласно предварительным расчетам, способен полностью заменить водяное батарейное отопление. А это означает, что предлагаемая система в зимний период может дать значительную экономию потребляемой внешней тепловой энергии.
- Есть основания надеяться, что для изготовления двух самостоятельных воздуховодов, обеспечивающих подачу холодного и горячего воздуха в каждое купе вагона, при необходимости может быть использован уже имеющийся в вагонах воздуховод. Для этого достаточно разделить его продольной перегородкой и тщательно изолировать стенки каналов от теплообмена со средой. Важно только, чтобы внутренняя разделительная стенка обладала хорошими теплоизоляционными свойствами.
- Параметры основных звеньев системы поддаются инженерному анализу.
- В предлагаемой системе ряд узлов нуждается в количественном анализе и детальной конструкторской проработке.
- Потребуется некоторые конструктивные изменения в системе воздуховодов внутри корпуса кондиционера, но они не повлекут за собой увеличение рабочего объема корпуса кондиционера.
- Наиболее серьезной конструктивной доработки потребует узел смешения воздуха, подаваемого в купе, так как в нем следует предусмотреть подачу воздуха в смеситель из двух самостоятельных воздуховодов. При этом воздухораспределительная "заслонка" должна непосредственно управляться пассажиром, вручную или через простейший контроллер.
- Конструкция смесителя должна предусматривать два режима работы. В летние дни выходящий из смесителя воздух (напомним, что он всегда более холодный, чем воздух в зоне обитания пассажиров внутри купе) должен сразу рассеиваться вблизи потолка купе, затем частично

отражаться от потолка и медленно оседать вниз вблизи боковых стенок. В зимнее время система воздушных потоков внутри купе должна быть, к сожалению, несколько иной, чем летом. Зимой теплый воздух из смесителя желательно подавать в нижнюю зону купе. Иными словами, желательно, чтобы летом и зимой внутри купе работали несколько отличающиеся системы распределения.

- Новым и весьма важным узлом в предлагаемой системе регулирования становится воздухораспределительная заслонка. В ее функции входит управление относительным расходом двух поступающих в купе воздушных потоков. Желательно, чтобы заслонка по возможности сохраняла суммарный расход поступающей в купе смеси воздушных потоков. Варианты конструктивного оформления таких заслонок имеются, более того, они вполне допускают ручное управление, доступное пассажиру. Пассажир, желая изменить температуру воздуха в купе, может, например, вращать или перемещать линейно заслонку. Индивидуальное изменение температуры в купе пассажирами практически не может превышать ± 4 К, поэтому общее число ступеней регулирования у заслонки можно ограничить. Каждая ступень, например, может обеспечивать изменение температуры примерно на 1 К.
- Благодаря малой инерционности воздуха индивидуальное регулирование температуры в купе может производиться по жесткой программе. Пассажиру достаточно повернуть или передвинуть заслонку, а при электронном управлении – повернуть рукоятку или клавишу контролера. Нужная температура будет устанавливаться через 3...5 минут.

2. Упрощенная система

В настоящее время все пассажирские вагоны, укомплектованные центральным кондиционером, имеют только один магистральный воздуховод, обеспечивающий подачу охлажденного воздуха в каждое купе. Воздуховод защищен от теплообмена снаружи и снабжен патрубками, через которые воздух попадает внутрь отдельного купе через соответствующее отверстие в потолке.

Центральный кондиционер обеспечивает одинаковую заданную температуру в каждом купе путем централизованного автоматического управления температурой и суммарным расходом охлажденного воздуха, прогоняемого через весь вагон. Индивидуальное распределение холодного воздушного потока по отдельным купе не предусматривается.

Возникает естественный вопрос, а нельзя ли изменять температуру в купе, управляя только расходом холодного воздуха, подаваемого непосредственно внутрь купе? Следует ожидать, что такой способ индивидуального управления температурой в отдельном купе будет наиболее простым в реализации на уже имеющихся вагонах. Для этого достаточно снабдить вращающимися или выдвигаемыми заслонками те отверстия, через которые воздух проникает в купе. Чтобы оценить степень эффективности

такого способа управления температурой в купе, следует выяснить, *насколько и как быстро* может меняться температура внутри купе при заданном изменении расхода холодного воздуха, прогоняемого через отдельное купе. Для получения ответа на этот вопрос следует рассмотреть особенности теплового режима в отдельном купе.

При анализе учтем, что теплоемкость одновременно содержащегося в купе воздуха пренебрежимо мала в сравнении с суммарной теплоемкостью его стенок, перегородок и полок. Показатель инерционности воздуха внутри купе не превышает двух-трех минут. По этой причине процессы изменения средней температуры воздуха внутри купе можно упрощенно считать безинерционными. Но зато будем учитывать проявление тепловой инерционности стенок и перегородок в купе, так как показатель их инерционности может достигать часа и более.

В общем случае тепловой баланс внутри купе при отсутствии индивидуального регулирования определяется нестационарным уравнением

$$c_p G [t(\tau) - t_x] + C_k \frac{dt}{d\tau} = kF_k [t_{cp} - t(\tau)] + W_{ист}, \quad (1)$$

где c_p – объемная теплоемкость холодного воздуха, Дж/(м³·К); G – расход холодного воздуха, прогоняемого через купе, м³/с; $t(\tau)$ – средняя температура воздуха внутри купе, °С; t_x – температура холодного воздуха, поступающего в купе из магистрального воздуховода, °С; C_k – эффективная суммарная теплоемкость стенок и перегородок в купе, Дж/К; k – коэффициент теплопередачи наружных стенок, которые ограждают в вагоне отдельное купе, Вт/(м²·К); F_k – суммарная площадь наружных стенок в купе, м²; t_{cp} – температура наружного воздуха (среды) °С; $W_{ист}$ – суммарная мощность тепловых источников в купе (пассажиры и др.), Вт.

При постоянных (не меняющихся во времени) параметрах t_x , G , t_{cp} и $W_{ист}$ в купе неизбежно устанавливается стационарная средняя температура. Обозначим ее Θ . Для ее определения можно воспользоваться уравнением (1), которое в установившемся режиме приобретает вид

$$c_p G (\Theta - t_x) = kF_k (t_{cp} - \Theta) + W_{ист}. \quad (2)$$

При заданных значениях параметров t_x , G , t_{cp} и $W_{ист}$ из (2) можно определить установившуюся среднюю температуру воздуха в купе

$$\Theta = \frac{kF_k t_{cp} + c_p G t_x + W_{ист}}{kF_k + c_p G}. \quad (3)$$

Если же заданы t_x , t_{cp} , $W_{ист}$ и желаемая комфортная температура Θ воздуха в купе, то уравнение (2) позволяет определить необходимый для этого расход G холодного воздуха, прогоняемого через купе,

$$G = \frac{kF_k (t_{cp} - \Theta) + W_{ист}}{c_p (\Theta - t_x)}. \quad (4)$$

Для дальнейшего анализа целесообразно обратиться к примерам, чтобы оценить конкретную взаимосвязь рассматриваемых параметров в купе типового вагона.

Пример 1. Учтем, что у отдельного купе в типовом вагоне площадь наружных стенок (стенка с окном, пол, потолок и частично коридор) в среднем близка по площади к $F_k = 30 \text{ м}^2$. Удельная тепловая проводимость (коэффициент теплопередачи) наружной стенки $k = 0,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Объемная теплоемкость воздуха $c\rho = 1200 \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$. Примем, что $t_x = 16 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{cp} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$, а $W_{ист} = 400 \text{ Вт}$ (4 пассажира).

Пусть центральный кондиционер поддерживает в купе минимальную температуру $\Theta = 22 \text{ }^\circ\text{C}$. Согласно соотношению (4), холодный воздух в этом случае должен поступать в купе с расходом

$$G = \frac{kF_k (t_{cp} - \Theta) + W_{ист}}{c\rho(\Theta - t_x)} = \frac{0,8 \cdot 30 \cdot (32 - 22) + 400}{1200(22 - 16)} = 0,089 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 320 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}.$$

Из примера, в частности, следует, что из найденной суммарной величины поступающего в купе холодного воздуха примерно $200 \text{ м}^3/\text{час}$ расходуются на компенсацию внутренних тепловых источников от пассажиров. Следовательно, минимально допустимый расход холодного воздуха в одно купе в рассмотренном примере составляет $G_{min} = 200 \text{ м}^3/\text{час}$.

Помимо эксплуатационных параметров G , Θ и G_{min} в установившемся режиме представляет интерес еще один параметр. А именно, при общем анализе важно знать средний перегрев наружных стенок купе относительно средней температуры воздуха внутри купе. При этом следует учесть, что в установившемся режиме температура внутренних перегородок и полок должна совпадать со средней температурой воздуха в купе, а теплообмен со средой осуществляется в основном через наружные стенки.

Чтобы оценить перегрев внутренней поверхности наружных стенок купе относительно содержащегося в нем воздуха, запишем уравнение (2), отражающее установившийся тепловой баланс купе, несколько иначе

$$c\rho G (\Theta - t_x) = \alpha F_k (t_{ст} - \Theta) + W_{ист}, \quad (5)$$

где $t_{ст}$ – средняя температура внутренней поверхности наружных стенок купе. Кроме того, здесь учтено, что тепловой поток, проникающий из среды через наружные стенки в купе, практически совпадает с потоком, который затем непосредственно поступает от внутренней поверхности стенок конвекцией напрямую к омывающему их воздуху. Такое упрощение допустимо, если лучистый теплообмен между наружными и внутренними стенками в купе пренебрежимо мал. Сравнивая уравнения (2) и (5), запишем сразу интересующее нас соотношение

$$\alpha F_k (t_{ст} - \Theta) = kF_k (t_{cp} - \Theta),$$

откуда для определения величины перегрева внутренней поверхности наружных стенок в установившемся режиме получаем простое соотношение

$$\Delta t_{\alpha} = (t_{\text{ст}} - \Theta) = \frac{k}{\alpha} (t_{\text{ср}} - \Theta). \quad (6)$$

Пример 2. Воспользуемся исходными цифрами из примера 1 и примем, что эффективный коэффициент конвективного теплообмена воздуха в купе со стенками близок к $\alpha = 5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Обнаруживаем, что интересующий нас перегрев в рассмотренном примере оказывается равным

$$\Delta t_{\alpha} = \frac{0,8}{5} (32 - 22) = 0,16 \cdot 10 = 1,6 \text{ К},$$

составляя всегда 16 % от установившегося температурного перепада между наружной средой и воздухом в купе.

Попробуем ответить на вопрос, как начнет изменяться температура воздуха в купе, если мы скачком изменим расход холодного воздуха, поступающего в купе, на величину ΔG ?

Сначала рассмотрим поведение температуры воздуха в первые минуты, пока стенки купе еще не успевают отреагировать на скачок ΔG и будут практически сохранять свою температуру ($t_{\text{ст}} = \text{const}$). Тепловой баланс воздуха в купе при этом будет подчиняться следующему нестационарному уравнению теплового баланса, подобно уравнениям (1) и (5),

$$c_p (G + \Delta G) [t(\tau) - t_x] + c_p V_{\text{к}} \frac{dt}{d\tau} = \alpha F_{\text{к}} [t_{\text{ст}} - t(\tau)] + W_{\text{ист}}, \quad (7)$$

где $V_{\text{к}}$ – объем воздуха в купе, м^3 . При этом здесь упрощенно принято, что внутренние перегородки и полки практически не участвуют в теплообмене с воздухом (хотя, строго говоря, это не совсем корректно).

Введем в рассмотрение новую переменную $\vartheta(\tau)$, которая определяет величину изменения температуры воздуха в купе после скачка ΔG ,

$$\vartheta(\tau) = t(\tau) - \Theta, \quad (8)$$

подставим ее в уравнение (7) и вычтем из него уравнение (5). Получаем нестационарное уравнение вида

$$c_p V_{\text{к}} \frac{d\vartheta}{d\tau} + [c_p (G + \Delta G) + \alpha F_{\text{к}}] \vartheta = -c_p \Delta G (\Theta - t_x). \quad (9)$$

Из уравнения (9) следует, что после скачка ΔG расхода холодного воздуха температура воздуха в купе в среднем через (3...5) минут должна измениться на величину $\Delta \Theta_1$ (первое установившееся значение скачка температуры в общем процессе регулирования)

$$\Delta \Theta_1 = - \frac{c_p \Delta G (\Theta - t_x)}{c_p (G + \Delta G) + \alpha F_{\text{к}}}. \quad (10)$$

Из уравнения (9) следует, что тепловая инерционность процесса изменения температуры воздуха на этом этапе определяется показателем

$$\varepsilon = \frac{c_p V_k}{c_p(G + \Delta G) + \alpha F_k} \quad (11)$$

Выражение (10) вполне отражает физическую природу процесса. Из него отчетливо видно, что при снижении расхода холодного воздуха ($\Delta G < 0$) температура воздуха в купе несколько повышается ($\Delta\Theta_1 > 0$).

Оценим возможное повышение температуры воздуха в купе на начальном этапе ее регулирования при уменьшении расхода холодного воздуха. Для этого продолжим анализ предыдущих примеров.

Пример 3. Сохраним исходные параметры примера 1 и примем, что расход холодного воздуха сначала составлял $G = 360 \text{ м}^3/\text{час} = 0,10 \text{ м}^3/\text{с}$, а затем был уменьшен вдвое, т. е. на $\Delta G = -0,05 \text{ м}^3/\text{с}$.

Из (10) имеем

$$\Delta\Theta_1 = -\frac{c_p \Delta G (\Theta - t_x)}{c_p(G + \Delta G) + \alpha F_k} = -\frac{1200 \cdot (-0,05) \cdot 6}{1200 \cdot 0,05 + 5 \cdot 30} = \frac{360}{60 + 150} = 1,7 \text{ К.}$$

Примечание. Найденное значение повышения температуры на начальном этапе регулирования несколько завышено, так как при расчетах пока не учтено, что воздух на этом этапе находится в теплообмене не только с наружными стенками, но также с внутренними перегородками и полками.

Рассмотренный в п. 4 первый этап, отражающий начальный период быстрого подъема температуры воздуха, является промежуточным, так как после него в купе продолжается нестационарный тепловой режим, сопровождающийся дальнейшим, но уже значительно более медленным повышением температуры стенок, а вместе с ними и воздуха в купе.

Нестационарный тепловой режим купе на этом втором этапе будет подчиняться уравнению (1), а после своего завершения – стационарному уравнению (2), которое в рассматриваемом случае приобретает вид

$$c_p(G + \Delta G)[(\Theta + \Delta\Theta_2) - t_x] = kF_k [t_{cp} - (\Theta + \Delta\Theta_2)] + W_{ист} \quad (12)$$

Вычитая из (12) соответствующие члены (2), получаем соотношение, позволяющее оценить стационарный, установившийся подъем температуры воздуха в купе после завершения второго нестационарного этапа

$$\Delta\Theta_2 = -\frac{c_p \Delta G (\Theta - t_x)}{c_p(G + \Delta G) + kF_k} \quad (13)$$

Для оценки возможной величины $\Delta\Theta_2$ продолжим рассматривать предыдущие примеры.

Пример 4. Воспользуемся предыдущими исходными параметрами и подставим их в (13). Получаем

$$\Delta\Theta_2 = -\frac{c_p \Delta G (\Theta - t_x)}{c_p(G + \Delta G) + kF_k} = -\frac{1200 \cdot (-0,05) \cdot 6}{1200 \cdot 0,05 + 0,8 \cdot 30} = \frac{360}{60 + 24} = 4,3 \text{ К.}$$

Температурные приращения $\Delta\Theta_1$ и $\Delta\Theta_2$ реально суммируются. Следовательно, в рассмотренных примерах при уменьшении вдвое расхода

холодного воздуха температура воздуха в купе в конечном итоге должна повыситься практически на 6 К, т. е. подняться с 22 °С до 28 °С.

Итак, удалось установить, что температурой воздуха в купе можно управлять, изменяя расход поступающего в купе холодного воздуха. К сожалению, при этом возникают определенные неудобства из-за большой инерционности второго нестационарного этапа. По приближенным аналитическим оценкам и накопленному опыту второй этап в условиях пассивного регулирования может растягиваться на два-три часа.

Возникающий недостаток, однако, можно устранить, переходя к активному регулированию. Для этого достаточно воспользоваться простейшей системой позиционного автоматического управления заслонкой, которая изменяет расход воздуха в купе. Для управления заслонкой может использоваться помещенный в купе температурный датчик.

Может показаться странным, но возможности рассмотренной системы индивидуального управления температурой воздуха в купе расширяются по мере повышения температуры наружного воздуха. Наоборот, в межсезонье, когда температура наружной среды остается близкой к комфортной, потребление холодного воздуха снижается, поэтому эффективность управления температурой только за счет изменения расхода снижается. Этот недостаток присущ и рассмотренной ранее универсальной системе индивидуального регулирования температуры воздуха в купе, если по второму магистральному воздухопроводу будет прогоняться наружный воздух.

Следовательно, напрашивается вывод, что в межсезонье остается очень выгодной универсальная система индивидуального регулирования, если в центральном кондиционере (тепловом насосе) по одному из двух магистральных воздухопроводов в вагон (а, следовательно, и в каждое купе) будет поступать охлажденный воздух, а по второму воздухопроводу – нагретый конденсатором воздух.

Выводы

1. Упрощенная система индивидуального регулирования выглядит достаточно эффективной. Важно, что ее применение не требует коренной реконструкции существующих систем кондиционирования.
2. Экспериментальная проверка системы не требует больших затрат. Для ее реализации потребуется только новый узел ручного управления расходом холодного воздуха, поступающего в купе.
3. Система может работать как в жаркие дни, так и в холодные. В жаркие дни с ее помощью пассажиры могут повышать температуру воздуха в купе, а в холодные – понижать ее.
4. Важно, чтобы индивидуальное управление температурой в отдельном купе не влияло на температуру в других купе. Этого можно избежать, если узел автоматического регулирования будет осуществлять одновременно одинаковое изменение расхода как в купе, так и в общей магистрали.
5. Упрощенная система может стать первой ступенькой при последующем переходе к универсальной, двухмагистральной системе индивидуального

- регулирования, которая может по предварительным оценкам одинаково эффективно и энергетически экономно работать в любое время года.
6. Здесь не приведен более детальный анализ второй переходной стадии подогрева воздуха в купе. Однако можно обойтись и без него, так как его продолжительность приблизительно известна. Более того, проведенный выше анализ содержит в себе целый ряд упрощений, поэтому окончательно ответить на все неясные вопросы может только эксперимент.

Список литературы

1. Фаерштейн Ю.О., Китаев Б.Н. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах – М. Транспорт. 1984 – 272 с.
2. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах и на локомотивах. Маханько М.Г. и др. – М. Транспорт. 1981 – 254 с.
3. Прикладная физика. Теплообмен в приборостроении. Г.М. Кондратьев, Г.И. Дульнев, Е.С. Платунов, Н.А. Ярышев – СПб.: СПбГУИТМО, 2003 – 552 с.
4. Сотников А.Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. В двух томах. Т.1 С-Петербург, 2005 г., 504 с., Т.2. С-Петербург, ч.1. 2006 г. 416 с., ч.2 2007 г. 512 с.
5. Жариков В.А. Системы индивидуального регулирования температуры воздуха в купе пассажирских вагонов. ВЕСТНИК ВНИИЖТ, 4, 2006.
6. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. Учебник для втузов. Изд. 3-е. М., "Энергия", 1975.