

РОСЖЕЛДОР

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Ростовский государственный университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВО РГУПС)**

**УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ АГРЕГАТОВ И ПРИВОДОВ
ДЛЯ СИСТЕМ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ
ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ**

Учебно-методическое пособие

Ростов-на-Дону
РГУПС
2022

УДК 629.45(07) + 06

Авторский коллектив: О. А. Ворон, И. А. Яицков, В. В. Косаревский, А. Д. Петрушин, Ю. П. Булавин

Рецензенты: директор Северо-Кавказского филиала ООО «ТранРемКом»

Л. А. Тавинцев;

кандидат технических наук, доцент А. С. Шапшал

Устройство и расчет агрегатов и приводов для систем жизнеобеспечения пассажирских вагонов : учебно-методическое пособие / О. А. Ворон, И. А. Яицков, В. В. Косаревский [и др.] ; ФГБОУ ВО РГУПС. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2022. – 40 с.

Содержит общие сведения о принципе действия, конструкции, дефектах и неисправностях основных узлов систем вентиляции и кондиционирования, электрооборудования пассажирских вагонов. Рекомендовано к использованию на практических занятиях и для самостоятельной работы обучающихся.

Для студентов дневной формы обучения, изучающих дисциплину «Системы жизнеобеспечения пассажирских вагонов». Выполнение работ предусмотрено на полигоне кафедры ВВХ РГУПС.

Одобрено к изданию кафедрой «Вагоны и вагонное хозяйство».

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
1 Назначение установок кондиционирования воздуха пассажирских вагонов	4
2 Устройство и работа моноблочных УКВ ПВ	8
3 Теплотехнические качества кузова пассажирского вагона	13
3.1 Конструкция ограждения кузова	13
3.2 Определение площади теплопередающих поверхностей элементов ограждения кузова	14
3.3 Определение приведенного коэффициента теплопередачи ограждения кузова вагона	16
3.4 Пример расчета коэффициента теплопередачи боковой стены ограждения кузова пассажирского вагона	19
4 Теплотехнический расчет пассажирского вагона	20
5 Расчет холодопроизводительности установки кондиционирования воздуха	24
5.1 Полный метод расчета	24
5.2 Приближенный метод расчета	30
6 Выбор электродвигателей в составе электрооборудования вагонов	31
6.1 Общие вопросы выбора электродвигателей	31
6.2 Электрические машины, используемые в составе электрооборудования вагонов	33
6.3 Расчет параметров и характеристик электрических машин	33
Библиографический список	35
Приложения	36

ВВЕДЕНИЕ

Во время движения пассажирского вагона внутри его помещений происходит непрерывное изменение температурно-влажностного режима вследствие воздействия окружающей среды, тепло- и влаговыделения пассажиров.

Для создания оптимальных комфортных условий, удовлетворяющих санитарно-гигиеническим требованиям, и искусственного поддержания заданного микроклимата (температуры, относительной влажности, чистоты, состава и скорости перемещения воздуха) пассажирские вагоны оборудуются установками кондиционирования воздуха. Их назначение – летом обеспечивать отвод избыточной влаги и тепла, а в зимний период (совместно с системами отопления) осуществлять равномерный подвод тепла в зависимости от теплопотерь помещений вагона [1].

В настоящее время вновь строящиеся и прошедшие капитально-восстановительный ремонт пассажирские вагоны оборудуются комплектными установками кондиционирования воздуха нового поколения [5], имеющими моноблочную компоновку агрегатов холодильной машины – компрессора и конденсаторов воздушного охлаждения. Моноблочные установки эргономичны по своему конструктивному исполнению, экологически безопасны (используются только безвредные для человека и окружающей среды фреоны R 134a и RC 318 отечественного производства), удовлетворяют требованиям пожарной безопасности, экономичны в работе, бесшумны, обеспечивают плавное регулирование холодопроизводительности.

В зависимости от используемых в системах управления кондиционерами терморегулирующих устройств пассажирские вагоны оснащаются моноблочными установками либо с микропроцессорным устройством автоматического регулирования температуры в пределах +24 °С (установки с двухступенчатым турбокомпрессором ЛТТК2), либо с автоматическим, в зависимости от температуры, регулированием подачи наружного воздуха в салон с возможностью перехода на ручной режим (установки с винтовым компрессором).

В настоящих методических указаниях более подробно рассматриваются устройство и работа моноблочной установки кондиционирования воздуха производства ЗАО «Остров», оборудованной винтовым компрессором.

1 НАЗНАЧЕНИЕ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

В салоне пассажирского вагона в соответствии с санитарно-гигиеническими требованиями необходимо создавать комфортные условия для пассажиров. Одно из условий комфорта – это поддержание в вагоне в определенных пределах температуры, влажности, скорости перемещения, запыленности и загазованности воздуха. Для этого в пассажирских вагонах используют установки кондиционирования воздуха (УКВ ПВ), которые в зависимости от состояния наружного воздуха насыщают его кислородом, очищают от пыли и газа, а если необходимо, то дополнительно производят увлажнение или осуше-

ние, нагрев или охлаждение подаваемого в салон воздуха [6].

В состав установок кондиционирования воздуха входят: фильтры для очистки воздуха, вентиляционные агрегаты, воздухопроводы, система автоматики, холодильная машина и отопительные агрегаты.

В настоящее время парк современных пассажирских вагонов России и стран СНГ оборудован системами кондиционирования воздуха отечественных и зарубежных фирм-производителей. Основные характеристики наиболее распространенных УКВ ПВ приводятся в таблице 1.

С 1952 г. до начала 90-х гг. пассажирские вагоны оборудовались установками кондиционирования воздуха МАБ-II производства ГДР и КЖ-25 отечественного производства и ее модификациями [1]. Установки КЖ-25 использовались на вагонах пассажирских поездов постоянного формирования с централизованным энергоснабжением от вагона-дизель-электростанции. Питание их осуществлялось трехфазным переменным током стандартных параметров (380/220 В, 50 Гц), и поэтому применялись полугерметичные бессальниковые поршневые компрессоры ФУБС-15 отечественного производства. В автономной системе кондиционирования МАБ-II использовался постоянный ток напряжением $U = 110$ В, что вызвало необходимость использовать для привода компрессора электродвигатель постоянного тока и сальниковый поршневой компрессор открытого типа марки V.

С 2004 г. при проведении капитально-восстановительного ремонта в установках МАБ-II вместо поршневых компрессоров марки V стали использовать герметичные отечественные компрессоры с асинхронными электродвигателями (380 В) в комплекте со статическими преобразователями (см. табл 1).

Системы кондиционирования воздуха КЖ-25 и МАБ-II имеют отдельное размещение агрегатов холодильной машины (рис. 1), т. е. компрессорный и конденсаторный агрегаты устанавливаются снаружи на раме вагона вместе с вспомогательными приборами, а воздухоохладительный агрегат вместе с вентиляционным – между потолком и крышей над рабочим тамбуром вагона. Работают эти УКВ ПВ по следующему принципу.

Таблица 1

Характеристики установок кондиционирования воздуха пассажирских вагонов

Характеристики	Марка						
	КЖ-25	МАБ-II	«Хагенук»	УКВ ПВ	УКВ-31	УКВ ПДВ (01 и 02)	РУОВ-22/12
Страна-изготовитель, завод	СССР, КВЗ, им. Егорова	ГДР, г. Аммендорф	«Хагенук»	Россия, ЗАО «Лантеп»	Россия, ЗАО «Остров»	Россия, ЗАО «Лантеп»	Россия, ОАО «Теплообменник»
Холодильный агент	R 12		R 134a	RC 318	R 134a	R 134a, R 407c	R 22/142 КЖ
Тип, марка компрессора	Поршневой, ФУБС-15	Поршневой, V	Винтовой, «Bitzer»	Турбокомпрессор, ЛТТК2	Винтовой, «Bitzer»	Спиральный, «Glacier», «Coperland»	Поршневой, ХГВ-28
Количество компрессоров в блоке	1	1	1	1	1	1	1
Потребляемая мощность при нормальной нагрузке, кВт	3	15	19	15	19	8,8 × 2	7
Мощность электродвигателя, кВт:							
- вентилятора конденсатора;	2 × 1,5	1,7	2,0	2,2	2,0	2,2 × 2	1,6
- вентилятора испарителя;	2,8	1,7	1,3	1,5	1,2	4 × 0,5	1,2
Холодопроизводительность максимальная, кВт	29	32	28	28	28	24 ± 2,4	20
Масса, кг	970	1415	750	760	760	600 × 2	1200

Свежий воздух засасывается снаружи воздуходувкой вентиляционного агрегата и смешивается в камере с рециркуляционным воздухом. Затем эта обогащенная кислородом смесь подается на испаритель-воздухоохладитель. После охлаждения обработанный воздух по воздухопроводу через вентиляционные решетки распределяется по салону вагона.

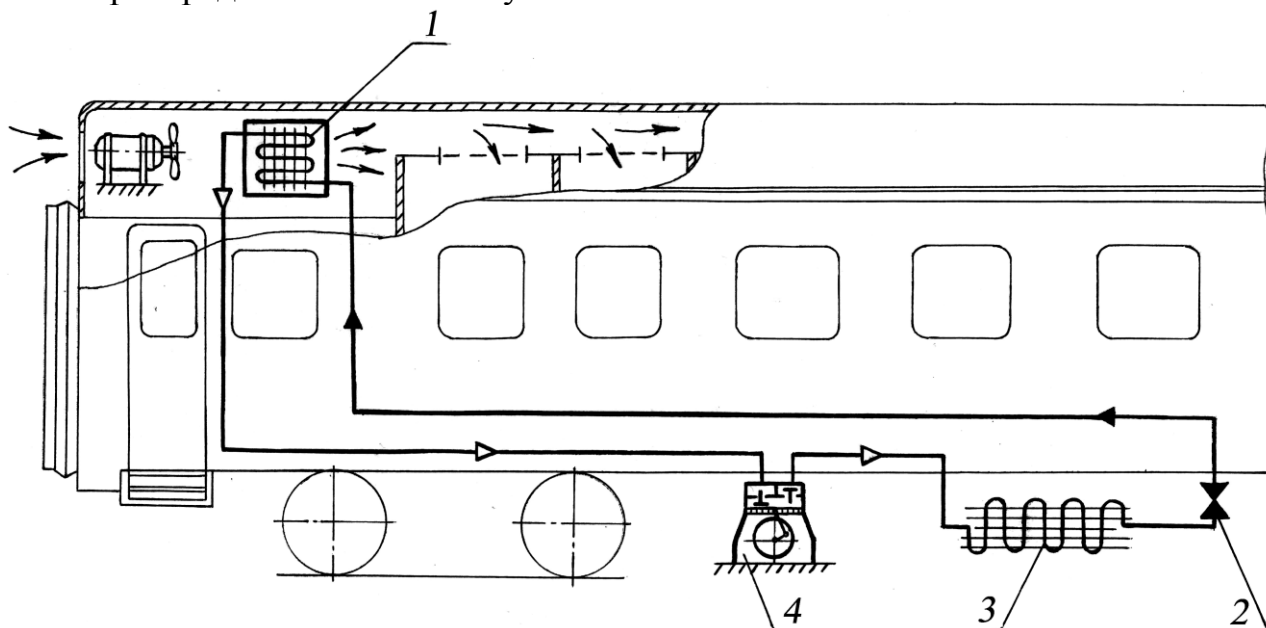


Рис. 1. Схема раздельного размещения агрегатов установок кондиционирования воздуха КЖ-25 и МАБ-II:

- – холодильный агент (пар); ← – холодильный агент (жидкость);
 1 – испаритель-воздухоохладитель; 2 – регулирующий вентиль;
 3 – конденсатор; 4 – компрессор

В отличие от КЖ-25 и МАБ-II установки кондиционирования воздуха производственных фирм «Хагенук», ЗАО «Лантеп», ЗАО «Остров» и ОАО «Теплообменник» представляют собой моноблочные системы, в которых все аппараты, предназначенные для поддержания заданных параметров микроклимата в салоне, объединены в один автономный блок (рис. 2). При этом аппараты, установленные в моноблоке, обеспечивают необходимую вентиляцию, охлаждение или нагрев воздуха, а также его очистку от пыли [2, 3] в соответствии с санитарно-гигиеническими требованиями, предъявляемыми к микроклимату помещений в пассажирском вагоне. Моноблочные УКВ ПВ указанных выше фирм устанавливаются на вагоне под крышей над рабочим тамбуром. Последнее позволяет с минимальными затратами разместить моноблок на тех же площадях, которые занимает под свою установку система кондиционирования воздуха с раздельным размещением агрегатов.

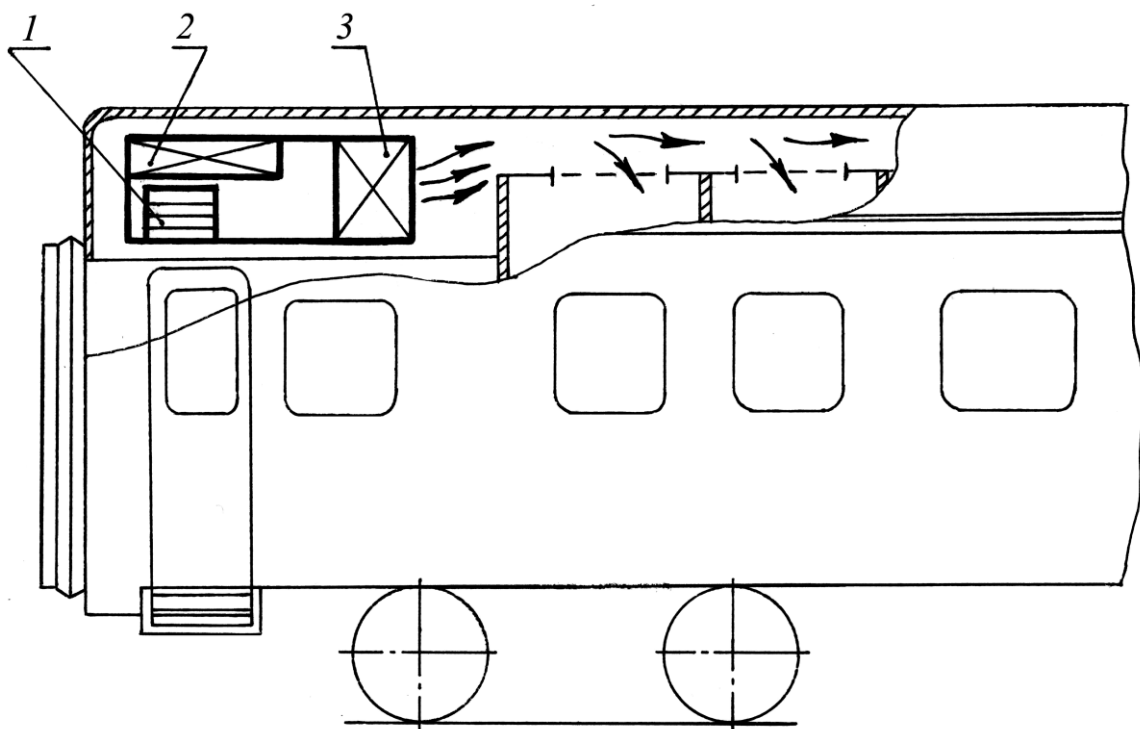


Рис. 2. Схема размещения аппаратов в моноблоке УКВ ПВ:
 1 – вход воздуха; 2 – воздушный конденсатор; 3 – блок термообработки

2 УСТРОЙСТВО И РАБОТА МОНОБЛОЧНЫХ УКВ ПВ

Моноблочные установки производства «Хагенук», ЗАО «Лантеп» и ЗАО «Остров», а также ООО «Балтийские системы кондиционирования» и ОАО «ДоКон» разработаны для купейных, плацкартных и межобластных вагонов. Фирмы «Лантеп» и «Балтийские системы кондиционирования» предусмотрели возможность работы кондиционера в режиме «тепловой насос», что позволяет в переходный период производить обогрев вагонов с экономией электроэнергии до 10 кВт.

По сравнению с раздельной компоновкой агрегатов установки кондиционирования воздуха на вагоне моноблочная имеет следующие преимущества:

- значительно уменьшается вероятность ослабления крепления деталей и дальнейшая возможность падения их на путь;
- нет необходимости производить проверку на растяжение и подвергать магнитному контролю ответственные детали компрессорного и конденсаторного агрегатов УКВ ПВ;
- исключается неблагоприятное воздействие внешней среды – атмосферных осадков (дождя, снега, тумана, изморози и т. д.), а также пыли и других неметаллических включений – на аппараты компрессорного и конденсаторного агрегатов, следовательно, нет необходимости выполнять их тщательную очистку перед техническим обслуживанием и ремонтом;
- значительно сокращаются трудозатраты на осмотр и техническое обслуживание УКВ в пунктах формирования и оборота пассажирских составов;
- за счет уменьшения протяженности трубопроводов между испарителем-

воздухоохладителем и конденсатором удается почти полностью избавиться от утечек хладагента из системы, что позволяет значительно снизить расходы на обслуживание УКВ ПВ в эксплуатации и их ремонт;

– при отказе одного или нескольких агрегатов достаточно произвести лишь замену всего моноблока на новый.

К недостаткам моноблочных УКВ ПВ следует отнести:

– затрудненный осмотр и техническое обслуживание на вагоне;

– осложненный доступ с целью дозаправки системы хладагентом;

– необходимость производить демонтаж всего моноблока в случае отказа хотя бы одного элемента какого-либо агрегата для его замены.

Габаритные размеры моноблочных УКВ ПВ – от 2160×1700×550 мм до 2200×1700×590 мм. Общий вид моноблока УКВ-31 производства ЗАО «Остров» представлен на рис. 3.

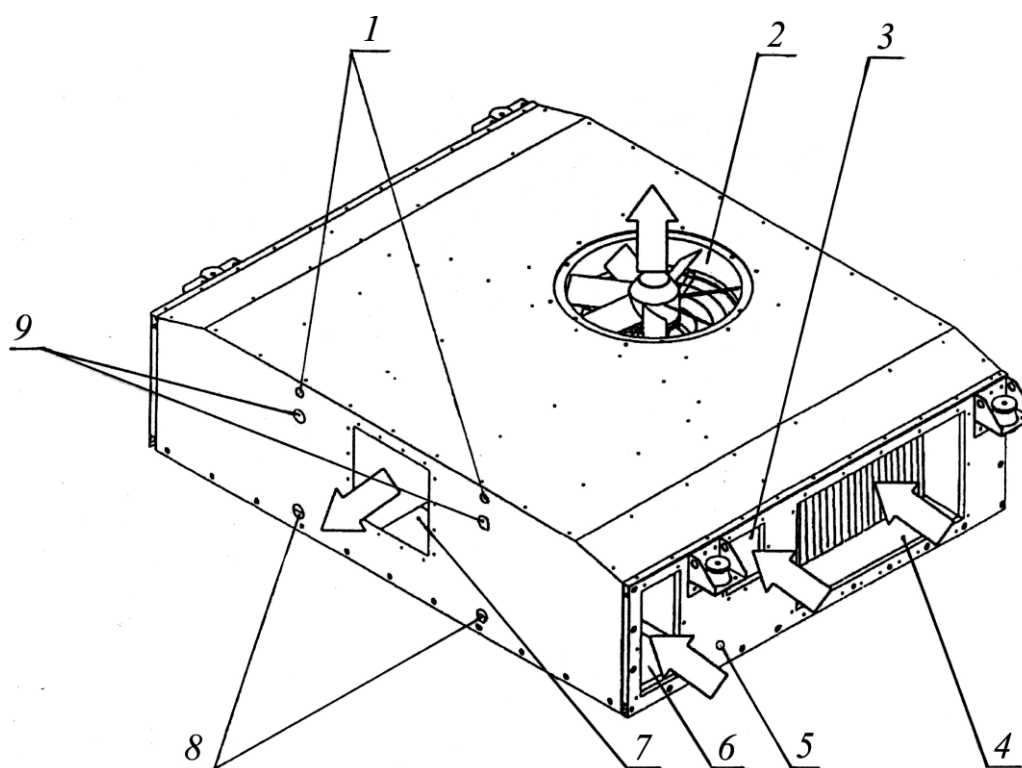


Рис. 3. Общий вид моноблока УКВ-31:

1 – выход дренажного патрубка водяного воздухонагревателя; 2 – выход воздуха в атмосферу после охлаждения конденсатора; 3 – вход свежего (наружного) воздуха; 4 – вход наружного воздуха для охлаждения конденсатора; 5 – винт заземления; 6 – вход рециркуляционного (внутреннего) воздуха; 7 – подача охлажденного (нагретого) приточного воздуха в вагон; 8 – подача горячей воды в водяной воздухонагреватель; 9 – выход горячей воды из водяного воздухонагревателя

Все аппараты, скомпонованные в одном автономном блоке (рис. 4), размещаются в одной горизонтальной плоскости и закрепляются на несущем основании, обшитом металлическими листами с наклеенной на их внутренней по-

верхности звуко- и теплоизоляцией [2].

В процессе эксплуатации моноблочные установки могут работать в следующих трех режимах.

- режиме кондиционирования (охлаждения) воздуха в салоне вагона;
- режиме отопления (подогрева) воздуха;
- режиме вентиляции внутреннего пространства вагона.

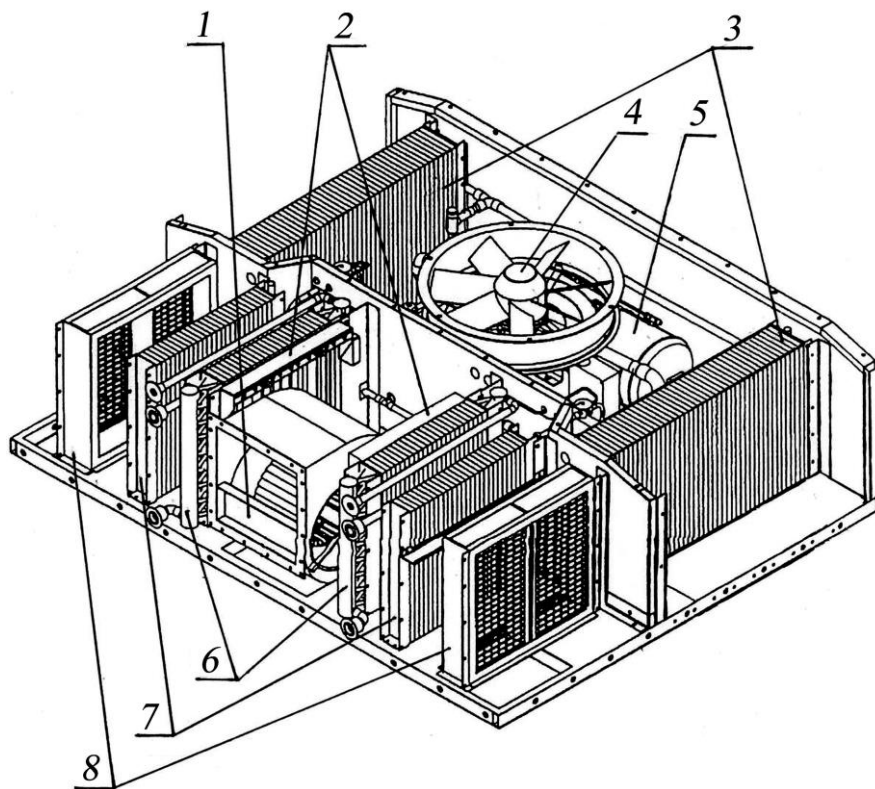


Рис. 4. Компоновочная схема моноблочной УКВ-31:

1 – центробежный вентилятор; 2 – электрические воздушонагреватели; 3 – конденсаторы; 4 – осевой вентилятор; 5 – компрессор; 6 – водяные воздушонагреватели; 7 – воздухоохладители; 8 – фильтрующие ячейки

Для изучения принципа действия моноблочной УКВ ПВ рассмотрим пневмогидравлическую схему УКВ-31 [2], приведенную на рис. 5.

При работе УКВ ПВ в режиме кондиционирования одновременно задействуются холодильная машина и вентиляционное оборудование. Водяные и электрические воздушонагреватели в этом случае находятся в отключенном состоянии.

Охлаждение воздуха в салоне пассажирского вагона производится следующим образом (см. рис. 5).

При включенной холодильной машине рециркуляционный воздух из салона под действием разряжения, создаваемого центробежным вентилятором 29, поступает через отверстия воздухоприемников для внутреннего воздуха в систему. Одновременно через отверстия воздухоприемников для наружного воздуха в установку всасывается свежий воздух. При этом регулирование притока

наружного воздуха осуществляется воздушными клапанами, имеющими электропривод 32. Сначала потоки внутреннего и наружного воздуха перемешиваются в камерах смешения холодильной машины.

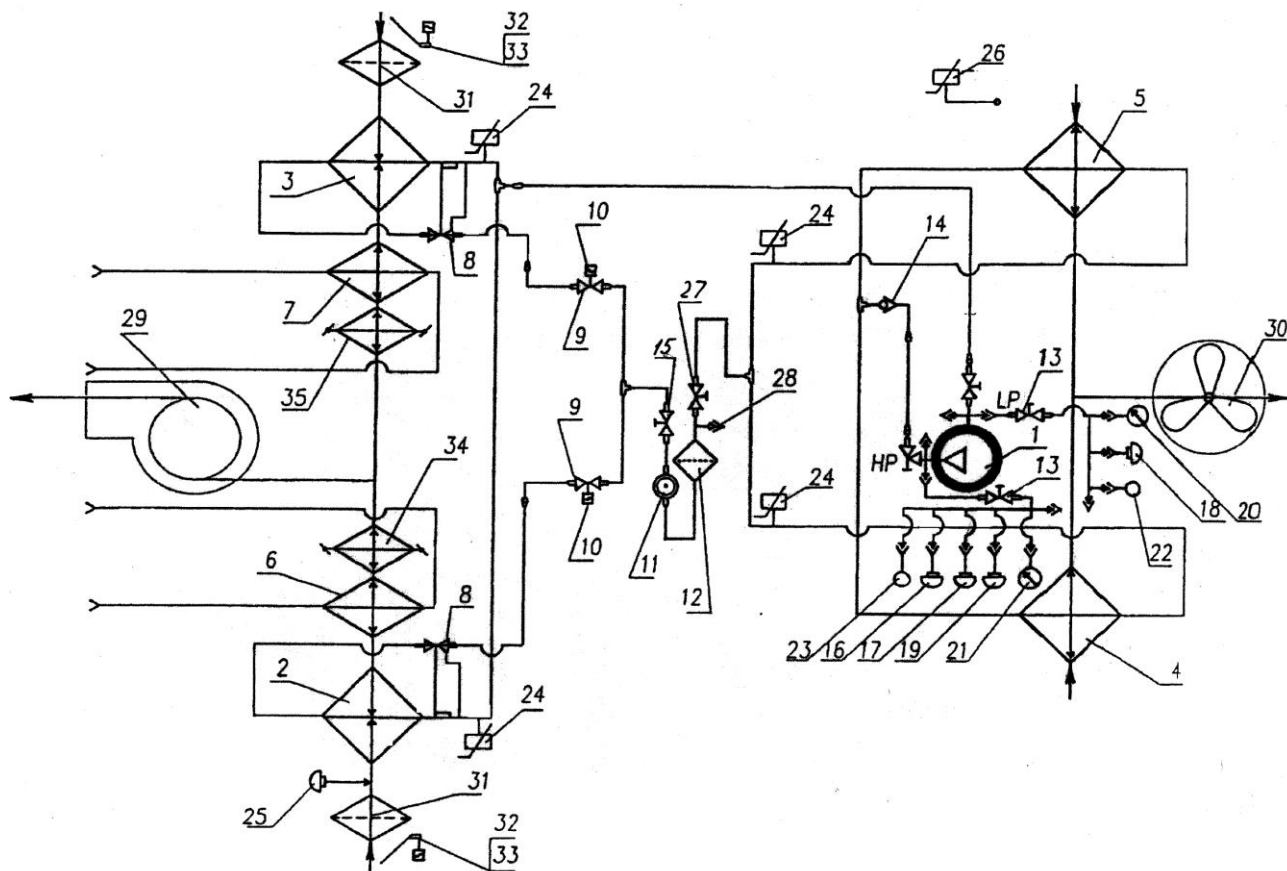


Рис. 5. Схема пневмогидравлическая принципиальная моноблока УКВ-31:

1 – компрессор винтовой; 2 – воздухоохладитель (левый); 3 – воздухоохладитель (правый); 4 – конденсатор (левый); 5 – конденсатор (правый); 6 – воздухонагреватель водяной (левый); 7 – воздухонагреватель водяной (правый); 8 – вентиль терморегулирующий; 9 – корпус соленоидного вентиля; 10 – катушка соленоидного вентиля; 11 – стекло смотровое; 12 – фильтр-осушитель; 13 – вентиль запорный; 14 – клапан обратный; 15 – вентиль запорный; 16 – реле давления предохранительное (22,5/15,9 бар); 17 – реле высокого давления (20/15 бар) с ниппельным клапаном; 18 – реле низкого давления (0,5/2 бар) с ниппельным клапаном; 19 – реле контроля давления конденсации (9,5/12,5 бар) с ниппельным клапаном; 20 – манометр низкого давления (1...10 бар); 21 – манометр высокого давления (0...30 бар); 22 – датчик низкого давления (-0,5...7 бар); 23 – датчик высокого давления (0...30 бар); 24 – датчик температуры; 25 – датчик контроля расхода воздуха; 26 – реле температуры; 27 – вентиль запорный; 28 – штуцер с ниппельным клапаном; 29 – вентилятор центробежный; 30 – вентилятор осевой; 31 – фильтрующая ячейка (в сборе); 32 – электропривод воздушного клапана; 33 – тяга привода воздушного клапана (комплект); 34 – воздухонагреватель электрический (левый); 35 – воздухонагреватель электрический (правый)

Охлаждение воздуха в салоне пассажирского вагона производится следующим образом (см. рис. 5).

При включенной холодильной машине рециркуляционный воздух из салона под действием разряжения, создаваемого центробежным вентилятором 29, поступает через отверстия воздухоприемников для внутреннего воздуха в систему. Одновременно через отверстия воздухоприемников для наружного воздуха в установку всасывается свежий воздух. При этом регулирование притока наружного воздуха осуществляется воздушными клапанами, имеющими электропривод 32. Сначала потоки внутреннего и наружного воздуха перемешиваются в камерах смешения холодильной машины. Далее перемешанный воздушный поток, пройдя через фильтрующие ячейки 31, поступает на воздухоохладители 2 и 3, после чего нагнетается с помощью вентилятора 29 через отверстие воздухораспределителя в салон вагона. При этом часть воздуха после прохождения его по салону вновь возвращается в установку (рециркуляционный воздух), а часть – выходит наружу за счет негерметичности конструкций вагона.

Требуемая температура поверхностей воздухоохладителей 2 и 3 при работе установки в режиме кондиционирования (охлаждения) воздуха обеспечивается следующим образом (см. рис. 5).

Компрессор 1 холодильной машины сжимает и нагнетает пары хладагента через обратный клапан 14 в конденсаторы 4 и 5, имеющие воздушное охлаждение. В конденсаторах хладагент отдает тепло, отобранное воздухоохладителями 2 и 3 от смеси наружного и рециркуляционного воздуха, потоку наружного воздуха. Последний засасывается через отверстия воздухоприемников для наружного воздуха при помощи осевого вентилятора 30 и через отверстие воздуховытяжного устройства выбрасывается обратно в атмосферу. При этом пары хладагента в конденсаторах переходят в жидкое агрегатное состояние, после чего они поступают через открытые запорные вентили 15 и 27, фильтр-осушитель 12, смотровое стекло 11 с индикатором влажности и открытые солеводные вентили 10 на вход в терморегулирующие вентили 8 воздухоохладителей установки. В терморегулирующих вентилях происходит дросселирование хладагента – его давление изменяется от давления конденсации (при нагнетании) до давления кипения (при всасывании), – после чего хладагент поступает уже в воздухоохладители. В воздухоохладителях жидкий хладагент кипит в трубках, отбирая тепло от их поверхностей, а значит, и от охлаждаемого воздуха. Во время охлаждения воздуха часть влаги, находящейся в нем, конденсируется на наружных поверхностях трубок и ребер воздухоохладителей. Образующийся при этом конденсат сначала собирается в поддонах воздухоохладителей, который постепенно сливается через отверстие, расположенное в днище установки.

Охлажденные пары хладагентов поступают из испарителей обратно на вход в компрессор, и цикл работы холодильной машины повторяется.

Весь процесс работы системы контролируется (см. рис. 5):

- манометрами низкого 20 и высокого 21 давлений;
- датчиками низкого 22 и высокого 23 давлений;
- реле высокого 17 и низкого 18 давлений;

- реле 19 давления конденсации;
- предохранительным реле 16 давления.

При работе в режиме вентиляции холодильная машина и воздухонагреватели находятся в отключенном состоянии, задействуются лишь центробежный вентилятор 29 и приводы заслонок воздушных клапанов 32, которые обеспечивают регулируемый, без термодинамической обработки, обмен воздуха в салоне.

При работе в режиме отопления могут быть задействованы как электрические 34 и 35, так и водяные 6 и 7 воздухонагреватели. Регулируемый воздухообмен обеспечивается с помощью воздушных клапанов 32, оборудованных заслонками с электроприводом. При этом воздух нагревается в водо- и электронагревателях 6, 7 и 34, 35 соответственно, после чего нагнетается в салон с помощью центробежного вентилятора 29.

Выбор режима работы (ручного или автоматического), изменение тепло- и холодопроизводительности, задание и контроль температуры воздуха в салоне и интенсивности воздухообмена, контроль времени наработки оборудования, фиксация и выдача информации о текущих значениях температур воздуха в салоне и снаружи вагона, температуры воздуха на выходе из установки и температуры воды в отопительном котле, а также выдача информации о возможных в процессе работы неисправностях установки обеспечиваются системой управления, размещаемой непосредственно в купе проводника.

Санитарные нормы и правила требуют создания определенных комфортных условий для каждого пассажира, в том числе обогащения воздуха кислородом, поддержания на постоянном уровне скорости воздухообмена, температуры и относительной влажности воздуха. Однако ощущение комфорта – это сугубо индивидуальная оценка уровня комфортности, и поэтому в дальнейшем при разработке пассажирских вагонов нового поколения следует предусмотреть [4] возможность индивидуального управления температурой и расходом воздуха для каждого купе в отдельности.

3 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ КАЧЕСТВА КУЗОВА ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

3.1 Конструкция ограждения кузова

От грузовых вагонов конструкции пассажирских вагонов отличаются тем, что они должны препятствовать передаче тепла через стены ограждения. В связи с этим требованием каждая стена ограждения выполняется из нескольких теплоизоляционных слоев.

Ограждение кузова пассажирского вагона включает в себя следующие элементы ограждения: боковые стены, торцовые стены и перегородки, пол, крышу и окна. Теплотехнические качества этих ограждающих конструкций – интенсивность переноса тепла с наружной стороны ограждения внутрь вагона и наоборот – во многом определяют микроклимат в салоне вагона.

Ограждающие конструкции кузова современного пассажирского вагона,

состоящие из нескольких слоев, приведены на рис. 6.

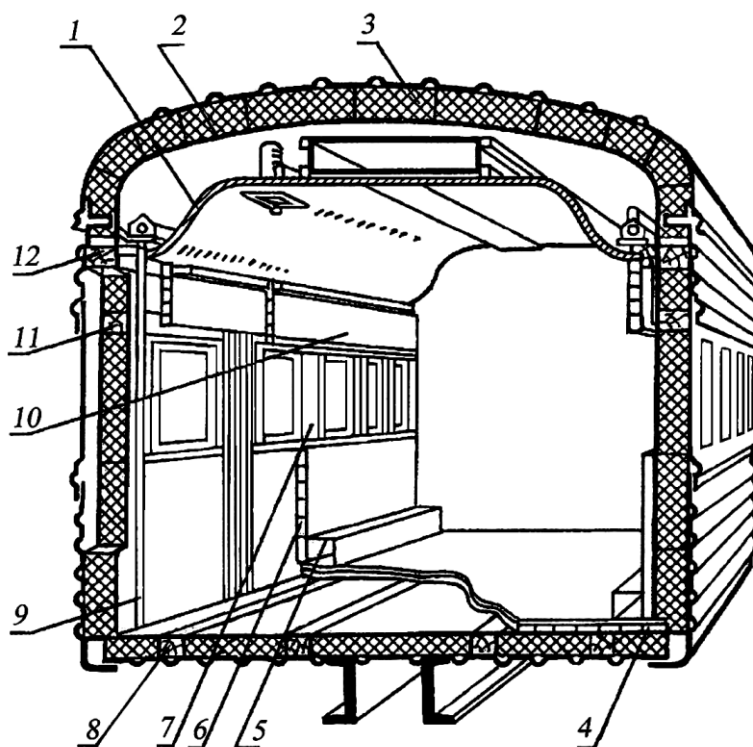


Рис. 6. Кузов пассажирского вагона с изоляцией и внутренней облицовкой:
1 – подшивной потолок из древесноволокнистой плиты толщиной $\delta = 4$ мм;
2 – крыша из фанеры $\delta = 4$ мм); 3 – теплоизоляция; 4 – пол из столярной плиты ($\delta = 19$ мм); 5 – кожух труб водяного отопления; 6 – подоконная поверхность из столярной плиты ($\delta = 19$ мм); 7, 10 – междуоконная и надоконная поверхности из древесноволокнистой плиты ($\delta = 4$ мм); 8 – деревянный брус обрешетки пола; 9 – слой гидроизоляционной бумаги; 11, 12 – надоконный и верхний продольные брусья деревянной обрешетки

3.2 Определение площади теплопередающих поверхностей элементов ограждения кузова

Кузов пассажирского вагона включает помещения, необслуживаемые установками кондиционирования воздуха (тамбуры, котельное отделение), а также крышу и салон, защищенные от наружного воздуха слоями теплоизоляционных материалов (рис. 7).

Для оценки теплотехнических качеств кузова пассажирского вагона необходимо знать площади его элементов ограждения, в том числе:

- площадь боковых стен $F_{ст}$, м^2 ;
- площадь крыши $F_{кр}$, м^2 ;
- площадь пола $F_{пол}$, м^2 ;
- площадь торцовых перегородок $F_{т}$, м^2 ;
- площадь окон $F_{ок}$, м^2 .

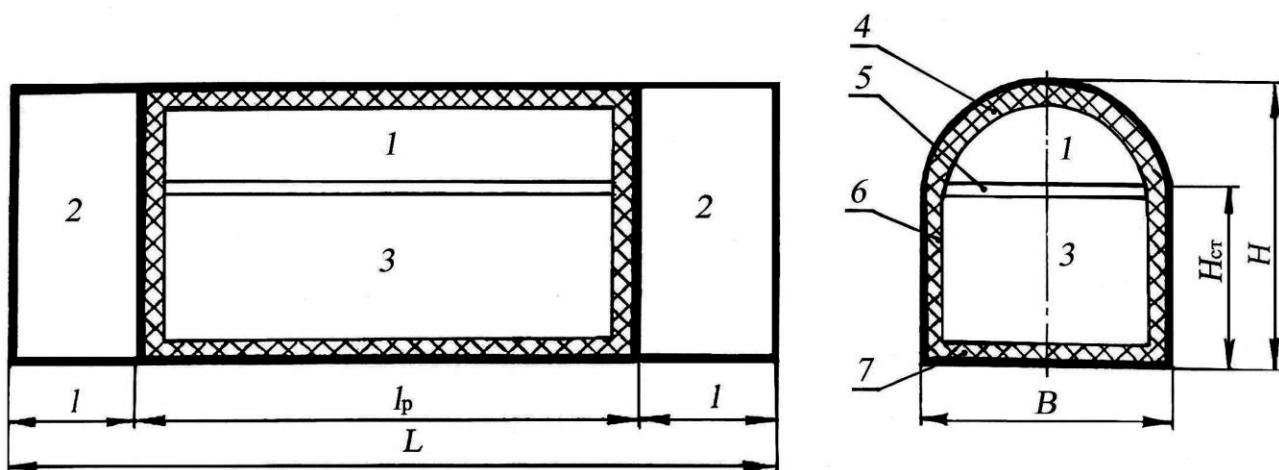


Рис. 7. Расчетная схема теплопередающих поверхностей пассажирского вагона:
 1 – воздушная прослойка между потолком и крышей; 2 – необогреваемые помещения (тамбуры, котельное отделение); 3 – салон для пассажиров;
 4 – крыша; 5 – потолок; 7 – пол

Основные размеры кузовов пассажирских вагонов, необходимые для расчета указанных площадей, см. в табл. 4.

При определении площади боковых стен следует учитывать, что в них имеются окна разного размера (сведения о размере и количестве окон для различных типов вагонов см. в табл. 5).

Для определения площади поверхности крыши необходимо рассматривать ее как поверхность, образованную участками цилиндрических поверхностей заданных радиусов (рис. 8).

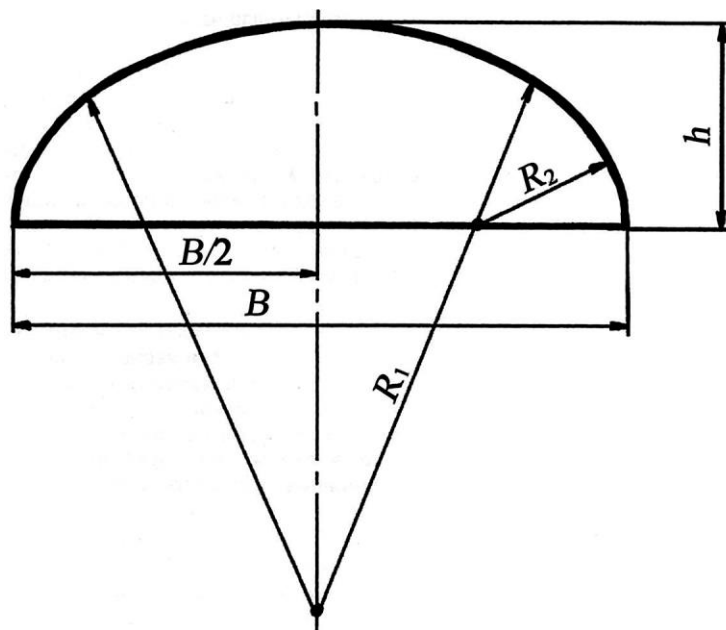


Рис. 8. Расчетная схема профиля крыши пассажирского вагона

Длину образующей профиля крыши вагона можно рассчитать, представив ее в виде половины эллипса с полуосями $B/2$ и h (см. рис. 8). Далее расчет ведут в соответствии с рекомендациями, приведенными в [7, с. 10].

Величина полуоси h вычисляется по формуле:

$$h = R_1 - \sqrt{(R_1 - R_2)^2 - (B/2 - R_2)^2}, \quad (3.1)$$

где R_1, R_2, B – размеры профиля крыши, м (см. табл. 2).

Длину образующей профиля крыши вагона $l_{кр}$ определяют по формуле:

$$l_{кр} = 0,5 \cdot a \cdot \xi = 0,5 \cdot (B/2) \cdot \xi, \quad (3.2)$$

где $a = B/2$ – большая полуось эллипса, м;

ξ – коэффициент отношения длин полуосей эллипса (табл. 2).

Площадь огражденной поверхности крыши $F_{кр}$ находится как:

$$F_{кр} = l_{кр} \cdot l_p, \quad (3.3)$$

где l_p – длина огражденной части вагона, м (см. табл. 4).

Примечание. В приближенных расчетах площадь поверхности крыши можно принимать больше площади пола на 11...15 %, а площадь торцевой перегородки на 7...9 % больше произведения $2H \cdot B$, м² (рис. 7).

Таблица 2

Значения коэффициента ξ

h/a	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
ξ	4,06	4,20	4,39	4,60	4,84	5,10	5,38	5,67

3.3 Определение приведенного коэффициента теплопередачи ограждения кузова вагона

От теплотехнических показателей ограждения кузова зависят теплопоступления в вагон и, следовательно, необходимая мощность (холодопроизводительность) системы кондиционирования воздуха, что влияет не только на массу и габариты установки, но и на тару вагона в целом.

Принципиальная схема для расчета многослойной стены ограждения ку-

зова пассажирского вагона приведена на рис. 9.

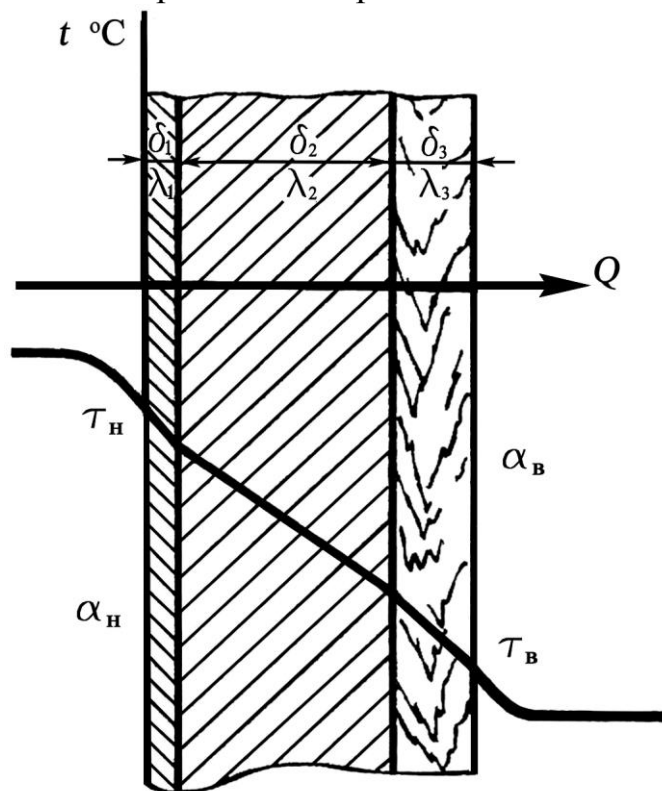


Рис. 9. Расчетная схема многослойной плоской стенки

На теплотехнические качества кузова пассажирского вагона оказывают влияние многие факторы (см. рис. 9). К ним относятся:

- количество тепла Q , проходящего через многослойную стенку при разности между температурой наружного воздуха t_n и температурой воздуха внутри ограждения кузова t_v ;

- толщина δ и коэффициент теплопроводности материала λ , из которого выполнен каждый слой стенки;

- условия теплообмена на наружной и внутренней поверхностях ограждения кузова, определяемые температурами τ_n , τ_v и коэффициентами теплоотдачи α_n , α_v соответствующих поверхностей.

Более подробные сведения о конструкции элементов ограждения кузовов современных пассажирских вагонов приведены в [2, 3, 5] и другой аналогичной учебной литературе.

Способность j -го элемента ограждения (боковой стены, крыши, пола, торцевой перегородки, окна) препятствовать прохождению тепла характеризуется коэффициентом теплопередачи K_j , $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$. Величину K_j для каждого элемента ограждения вычисляют, принимая его за плоскопараллельную стенку, состоящую из нескольких слоев, имеющих заданные толщины и коэффициенты теплопроводности (см. рис. 9):

$$K_j = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{ij}}{\lambda_{ij}} + \frac{1}{\alpha_{vj}}}, \quad (3.4)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности ограждения кузова вагона (от наружного воздуха), $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

δ_{ij} – толщина i -го слоя j -го элемента ограждения кузова, м;

λ_{ij} – коэффициент теплопроводности материала i -го слоя j -го элемента ограждения кузова, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$;

α_{vj} – коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности j -го элемента ограждения кузова (от воздуха, находящегося внутри салона), $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Примечание. Значения α_{vj} принимаются студентом самостоятельно по справочным таблицам, приведенным в [1–3, 5] и аналогичных учебных изданиях.

Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности кузова (от воздействия наружного воздуха), зависящий от средней скорости движения поезда, вычисляются по формуле:

$$\alpha_n = \alpha_n^л + \frac{0,7 \cdot (v + 15)}{l_p^{0,2}}, \quad (3.5)$$

где $\alpha_n^л$ – коэффициент, учитывающий теплообмен при лучеиспускании. Для летних условий эксплуатации $\alpha_n^л = 9,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

v – скорость движения вагона, км/ч (принимается студентом самостоятельно);

l_p – длина поверхности огражденной части кузова, омываемая наружным воздухом.

Примечание. При расчете коэффициента теплопередачи для внутренних торцовых перегородок, находящихся между огражденной частью кузова и необогреваемыми помещениями (см. рис. 7), допускается принять $\alpha_n = \alpha_v$.

Кузов пассажирского вагона внутри имеет элементы жесткости – поперечные замкнутые рамки, образованные балками пола, стойками боковых стен и дугами крыши, и продольные шпангоуты [8, гл. 4, § 4.1], выполненные из стали. В местах их размещения создаются тепловые мостики, увеличивающие теплотери через ограждение кузова вагона. Поэтому для ускорения и упрощения теплотехнических расчетов обычно пользуются приведенным коэффициентом теплопередачи для всей площади ограждения кузова $K_{пр}$, который рассчитывается с учетом тепловых мостиков по формуле:

$$K_{\text{пр}} = \frac{K_{\text{ст}} \cdot F_{\text{ст}} + K_{\text{кр}} \cdot F_{\text{кр}} + K_{\text{пол}} \cdot F_{\text{пол}} + K_{\text{т}} \cdot F_{\text{т}} + K_{\text{ок}} \cdot F_{\text{ок}}}{F_{\text{ст}} + F_{\text{кр}} + F_{\text{пол}} + F_{\text{т}} + F_{\text{ок}}}, \quad (3.6)$$

где $K_{\text{ст}}$, $K_{\text{кр}}$, $K_{\text{пол}}$, $K_{\text{т}}$, $K_{\text{ок}}$ – расчетные коэффициенты теплопередачи соответственно боковых стен, крыши, пола, торцовых перегородок и окон, вычисленные по формуле (3.4);

$F_{\text{ст}}$, $F_{\text{кр}}$, $F_{\text{пол}}$, $F_{\text{т}}$, $F_{\text{ок}}$ – площади элементов ограждения кузова (боковых стен, крыши, пола, торцовых перегородок и окон соответственно).

Во время эксплуатации пассажирского вагона происходят естественные процессы, связанные с нарушением герметичности кузова и старением его теплоизоляции, что ведет к появлению дополнительных тепловых мостиков и увеличению фильтрации тепла через возникающие в ограждении кузова неплотности. В этой связи расчетное значение $K_{\text{пр}}$ следует увеличить на 40...50 %.

Таким образом, фактический приведенный коэффициент теплопередачи ограждения кузова $K_{\text{пр(факт)}}$ может быть рассчитан по формуле:

$$K_{\text{пр(факт)}} = (1,4...1,5) \cdot K_{\text{пр}} \quad (3.7)$$

Примечание. Дальнейшие расчеты следует выполнять с учетом фактического значения приведенного коэффициента $K_{\text{пр}}$.

3.4 Пример расчета коэффициента теплопередачи боковой стены ограждения кузова пассажирского вагона

Исходными данными для расчета боковой стены пассажирского вагона с наружной длиной кузова $L = 23,6$ м являются:

1) тип вагона – М (мягкий с четырехместными купе);

2) средняя скорость движения поезда – $v = 100$ км/ч.

По табл. 3 устанавливаем линейные размеры (длину и высоту) боковой стены ограждения кузова мягкого вагона – $l_p = 21,58$ м и $H_{\text{ст}} = 2,43$ м соответственно.

Площадь поверхности боковой стены ограждения мягкого вагона рассчитываем по формуле:

$$F_{\text{ст}} = l_p \cdot H_{\text{ст}}, \quad (3.8)$$

$$F_{\text{ст}} = 21,58 \cdot 2,43 \approx 52,44 \text{ м}^2.$$

Вычисляем коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности боковой стены ограждения кузова (при скорости $v = 100$ км/ч) по формуле (3.5):

$$\alpha_n = 9,3 + \frac{0,7 \cdot (100 + 15)}{21,58^{0,2}} \approx 52,85 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

По табл. 6 принимаем толщины наружного слоя, изоляции и внутреннего слоя боковой стены – $\delta_{1\text{ст}} = 0,002 \text{ м}$, $\delta_{2\text{ст}} = 0,080 \text{ м}$, $\delta_{3\text{ст}} = 0,019 \text{ м}$ соответственно.

Пользуясь табл. 6 и 7, принимаем коэффициенты теплопроводности материалов для наружной обшивки, теплоизоляции и внутренней обшивки боковой стены – $\lambda_{1\text{ст}} = 50 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ (стальной лист), $\lambda_{2\text{ст}} = 0,035 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ (пенополиуретан), $\lambda_{3\text{ст}} = 0,22 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ (ДВП).

Рассчитываем коэффициент теплопередачи боковой стены ограждения кузова по формуле (3.4):

$$K_{\text{ст}} = \frac{1}{\frac{1}{52,85} + \frac{0,002}{50} + \frac{0,080}{0,035} + \frac{0,019}{0,22} + \frac{1}{8,5}} \approx 0,413 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Для определения $K_{\text{ст(факт)}}$ воспользуемся формулой (3.7). Рассчитаем фактическое значение приведенного коэффициента теплопередачи боковой стены ограждения кузова с учетом потерь 40 % тепла через имеющиеся неплотности. Таким образом,

$$K_{\text{ст(факт)}} = 1,4 \cdot 0,413 \approx 0,58 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

4 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

Основными составляющими тепло-влажностного баланса в салоне пассажирского вагона летом являются суммарные притоки тепла и влаги, которые поступают в кондиционируемые помещения вследствие:

- теплопритоков в вагон от перепада температур воздуха снаружи и внутри ограждения кузова;
- инфильтрации воздуха в салоне при открытии дверей на станциях (окна в кондиционируемом помещении должны быть закрыты);
- солнечной радиации через ограждение кузова (включая стеклопакеты окон и дверей);
- подачи в салон наружного (теплого) воздуха;
- дополнительного нагрева (в процессе работы вентиляционной установки) подаваемого в салон наружного воздуха;
- тепло- и влаговыделений пассажиров.

Теплоприток через ограждение кузова $Q_{\text{огр}}$, Вт, можно определить по

формуле:

$$Q_{\text{огр}} = K_{\text{пр}} \cdot F \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}), \quad (4.1)$$

где $K_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент теплопередачи через ограждение кузова, рассчитанный по формуле (3.7);

F – геометрическая поверхность ограждения кузова, м²:

$$F = F_{\text{ст}} + F_{\text{кр}} + F_{\text{пол}} + F_{\text{ок}} + F_{\text{т}}; \quad (4.2)$$

$t_{\text{н}}$ – температура наружного воздуха, °С;

$t_{\text{в}}$ – температура воздуха внутри салона, $t_{\text{в}} = 22...26$ °С.

Теплоприток от инфильтрации воздуха $Q_{\text{инф}}$, Вт, находится в прямой зависимости от перепада температур между воздухом снаружи и внутри вагона, а также от частоты открывания дверей на станциях в пути следования. Следовательно, его величину можно определить исходя из рассчитанного по формуле (4.1) теплопритока $Q_{\text{огр}}$, поступающего в салон через ограждение кузова, следующим образом:

$$Q_{\text{инф}} = (0,1...0,2) \cdot Q_{\text{огр}}. \quad (4.3)$$

Примечание. При расчете $Q_{\text{инф}}$ утечки воздуха через мелкие неплотности в элементах ограждения кузова не учитываются (т. к. создаваемый внутри помещений подпор воздуха препятствует прохождению наружного воздуха в салон через имеющиеся в теплоизоляции кузова неплотности).

Теплоприток от солнечной радиации $Q_{\text{рад}}$, Вт, поступающий в салон через ограждение кузова (включая стеклопакеты окон), вычисляется по формуле:

$$Q_{\text{рад}} = K_{\text{пр}} \cdot F_{\text{р}} \cdot (t_{\text{max}} - t_{\text{в}}) \cdot \frac{Z_{\text{р}}}{24}, \quad (4.4)$$

где $F_{\text{р}}$ – расчетная поверхность кузова (включая непрозрачные элементы ограждения и стеклопакеты окон), подвергающаяся воздействию солнечной радиации, м²:

$$F_{\text{р}} = (0,3...0,4) \cdot F; \quad (4.5)$$

t_{max} – максимальная температура расчетной поверхности, $t_{\text{max}} = 40...60$ °С;

$Z_{\text{р}}$ – продолжительность солнечного облучения в течение суток,

$$Z_p = 12 \dots 16 \text{ ч.}$$

Расчет теплопритока от подаваемого в салон наружного воздуха $Q_{\text{воз}}$, Вт, выполняется по формуле:

$$Q_{\text{воз}} = \rho \cdot V_{\text{пас}} \cdot n_{\text{пас}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}) \cdot \frac{C_p}{3,6}, \quad (4.6)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³ (устанавливается по диаграмме $I-d$, приведенной в приложении);

$V_{\text{пас}}$ – количество воздуха, подаваемого с час на одного пассажира в летний период, $V_{\text{пас}} = 25 \text{ м}^3/\text{чел.}$;

$n_{\text{пас}}$ – число пассажиров в вагоне, чел. (по заданию);

C_p – теплоемкость воздуха, $C_p = 1,04 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$ (при $t = 24 \text{ }^\circ\text{C}$).

Теплоприток от работы вентиляционной установки $Q_{\text{уст}}$, Вт, рассчитывается по формуле:

$$Q_{\text{уст}} = 1000 N_{\text{вен}} \cdot \eta \cdot n_{\text{вен}} \cdot \frac{Z_{\text{уст}}}{24}, \quad (4.7)$$

где $N_{\text{вен}}$ – мощность вентилятора, кВт;

η – коэффициент полезного действия электродвигателя вентилятора, $\eta = 0,85$;

$n_{\text{вен}}$ – число вентиляторов в установке;

$Z_{\text{уст}}$ – продолжительность работы вентиляционной установки в течение суток, $Z_{\text{уст}} = 18 \dots 20 \text{ ч.}$

Суммарный теплоприток от пассажиров $Q_{\text{пас}}$, Вт, равен:

$$Q_{\text{пас}} = Q_{\text{ощ}} + Q_{\text{скр}}, \quad (4.8)$$

где $Q_{\text{ощ}}$ – ощутимые тепловыделения пассажиров, Вт:

$$Q_{\text{ощ}} = n_{\text{пас}} \cdot q_{\text{теп}}, \quad (4.9)$$

где $q_{\text{теп}}$ – ощутимые тепловыделения одного пассажира, Вт/чел.:

$$q_{\text{теп}} = 186 - 4,65 t_{\text{в}}, \quad (4.10)$$

где 186 – эмпирический коэффициент, Вт;
 4,65 – эмпирический коэффициент, Вт/К;
 $Q_{\text{скр}}$ – скрытые тепловыделения пассажиров, Вт:

$$Q_{\text{скр}} = \frac{r \cdot G_{\text{пар}}}{3,6}, \quad (4.11)$$

где r – скрытая теплота парообразования, $r = 2460$ кДж/кг;
 $G_{\text{пар}}$ – количество водяных паров, выделяемых пассажирами, кг/ч.

$$G_{\text{пар}} = n_{\text{пас}} \cdot q_{\text{пар}}, \quad (4.12)$$

где $q_{\text{пар}}$ – количество водяных паров, выделяемых одним пассажиром $\frac{\text{кг}}{\text{ч} \cdot \text{чел.}}$.

$$q_{\text{пар}} = 0,0076t_{\text{в}} - 0,12, \quad (4.13)$$

где 0,0076 – эмпирический коэффициент, $\frac{\text{кг}}{\text{ч} \cdot \text{К}}$;
 0,12 – эмпирический коэффициент, кг/ч.

Суммарный избыточный теплоприток, поступающий в салон летом, $Q_{\text{изб}}$, Вт, составит:

$$Q_{\text{изб}} = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{рад}} + Q_{\text{инф}} + Q_{\text{воз}} + Q_{\text{уст}} + Q_{\text{пас}} \quad (4.14)$$

Количество влаги, образующейся в процессе охлаждения подаваемого в вагон свежего наружного воздуха, $G_{\text{воз}}$, кг/ч, рассчитывается по формуле:

$$G_{\text{воз}} = \frac{\rho \cdot V_{\text{пас}} \cdot (d_{\text{н}} - d_{\text{в}})}{1000}, \quad (4.15)$$

где ρ – плотность воздуха, $\rho = 1,2$ кг/м³;
 $d_{\text{н}}$ – влагосодержание наружного воздуха, г/кг;
 $d_{\text{в}}$ – влагосодержание воздуха внутри вагона, г/кг.

Примечание. Влагосодержание наружного и внутреннего воздуха определяется по диаграмме $I-d$ (см. прил.).

Вычисляем общее количество влаги в салоне $G_{\text{общ}}$, кг/ч, по формуле:

$$G_{\text{общ}} = G_{\text{воз}} + G_{\text{пас}} \quad (4.16)$$

Угловой коэффициент луча тепло-влажностного процесса ε , кДж/кг, характеризующий процесс кондиционирования воздуха в вагоне, рассчитывают по формуле:

$$\varepsilon = \frac{3,6 Q_o}{G_{\text{общ}}}, \quad (4.17)$$

где Q_o – общий теплоприток, включая поступления тепла через ограждение кузова и тепловыделения внутри вагона, $Q_o = Q_{\text{изб}}$, Вт.

5 РАСЧЕТ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ УСТАНОВКИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Установки кондиционирования воздуха в пассажирских вагонах предназначены для поддержания комфортных условий – температуры, влажности, чистоты и определенной подвижности воздуха – в зоне нахождения пассажиров. Для создания соответствующего комфорта необходимо придерживаться следующих условий:

- температура воздуха в салоне должна быть летом в пределах от 22 до 26 °С, зимой – от 18 до 22 °С;
- скорость движения воздуха в зоне пребывания пассажиров не должна превышать 0,20...0,25 м/с;
- относительная влажность воздуха в салоне должна быть в пределах от 30 до 60 %;
- перепад температур между наружным воздухом и воздухом в салоне летом в режиме охлаждения допускается не более 12 °С;
- разность температур по длине и высоте салона не должна превышать 3 °С;
- температура поверхности испарителя-воздухоохладителя должна быть на 10...12 °С ниже температуры воздуха в салоне.

5.1 Полный метод расчета

Температура в салоне вагона с установкой кондиционирования воздуха поддерживается на требуемом уровне (22...26 °С) путем подачи в салон охлажденной смеси наружного и рециркуляционного (отработанного) воздуха, количество и параметры состояния которой должны обеспечивать компенсацию суммы всех теплопоступлений через ограждение кузова и тепловыделений

внутри салона. Таким образом, холодильная установка должна обеспечивать отвод всего избыточного тепла, т. е. $Q_o = Q_{изб}$.

Соотношение расходов наружного и рециркуляционного воздуха для вагонов различных типов в различных климатических условиях составляет от 1:2 до 1:4.

В соответствии с этим следует рассчитать поступающие в испаритель-воздухоохладитель установки кондиционирования воздуха притоки масс наружного и рециркуляционного воздуха, а также поступающие вместе с ними притоки тепла.

Притоки масс сухого воздуха m_L , кг/ч, рассчитываются по формуле:

$$m_L = \frac{\rho V}{1+x}, \quad (5.1)$$

где ρ – плотность влажного воздуха, кг/м³. Принимается по диаграмме $I-d$ (см. прил.);

V – расход воздуха, м³/ч;

x – влагосодержание воздуха, кг/кг.

Притоки масс влаги, поступающей в испаритель вместе с сухим воздухом, m_w , кг/ч, вычисляются по формуле:

$$m_w = m_L \cdot x. \quad (5.2)$$

Притоки масс влажного воздуха m , кг/ч, определяются как сумма притоков масс сухого воздуха и влаги, рассчитываемых по формулам (5.1) и (5.2) соответственно, т. е.:

$$m = m_L + m_w. \quad (5.3)$$

Притоки тепла, поступающего вместе с влажным воздухом в испаритель-воздухоохладитель, Q , кДж/ч, рассчитываются по формуле:

$$Q = m \cdot I, \quad (5.4)$$

где I – теплосодержание (энтальпия) влажного воздуха, кДж/кг. Принимается по диаграмме $I-d$ (см. прил.);

Примечание. Притоки масс сухого и влажного воздуха, а также притоки масс влаги и тепла, поступающие в испаритель-воздухоохладитель, следует вычислить для наружного и рециркуляционного воздуха.

Рассчитав необходимые притоки масс и тепла для наружного и рециркуляционного воздуха, можно определить суммарные притоки масс и тепла, по-

ступающие вместе с воздушной смесью в воздухоохладительный агрегат установки кондиционирования воздуха.

Приток массы смеси сухого воздуха, поступающего в испаритель, $m_{L_{см}}$ определяется по формуле:

$$m_{L_{см}} = m_{L_{н}} + m_{L_{р}} \quad (5.5)$$

Приток массы влаги, поступающей в испаритель вместе со смесью наружного и рециркуляционного воздуха, $m_{W_{см}}$ вычисляется по формуле:

$$m_{W_{см}} = m_{W_{н}} + m_{W_{р}} \quad (5.6)$$

Тогда приток массы смеси влажного воздуха $m_{см}$ можно рассчитать следующим образом:

$$m_{см} = m_{L_{см}} + m_{W_{см}} \quad (5.7)$$

Приток тепла, поступающего в испаритель-воздухоохладитель вместе со смесью наружного и рециркуляционного воздуха, $Q_{см}$, кДж/ч, будет равен:

$$Q_{см} = Q_{н} + Q_{р} \quad (5.8)$$

Для расчета энтальпии воздушной смеси $I_{см}$, кДж/кг, следует воспользоваться формулой:

$$I_{см} = \frac{m_{L_{н}} \cdot I_{н} + m_{L_{р}} \cdot I_{р}}{m_{L_{н}} + m_{L_{р}}} \quad (5.9)$$

Влажосодержание воздушной смеси $x_{см}$, кг/кг, вычисляется по формуле:

$$x_{см} = \frac{m_{L_{н}} \cdot x_{н} + m_{L_{р}} \cdot x_{р}}{m_{L_{н}} + m_{L_{р}}} \quad (5.10)$$

Примечание. Определив $I_{см}$ и $x_{см}$, по диаграмме $I - d$ (см. прил.) находят температуру $t_{см}$ и относительную влажность $\Phi_{см}$ воздушной смеси до охлаждения.

Вследствие работы вентилятора, установленного перед испарителем, воздушная смесь дополнительно нагревается. При этом изменение температуры смеси $\Delta t_{см}$ можно определить по формуле:

$$\Delta t_{\text{см}} = \frac{Q_v}{C_p \cdot m_{\text{см}}}, \quad (5.11)$$

где Q_v – мощность вентилятора, кДж/ч.

Тогда фактическая температура воздушной смеси, поступающей в испаритель-воздухоохладитель, $t'_{\text{см}}$, °С, будет равна:

$$t'_{\text{см}} = t_{\text{см}} + \Delta t_{\text{см}} \quad (5.12)$$

Изменение энтальпии воздушной смеси $\Delta I_{\text{см}}$ вследствие дополнительного нагрева от работающего вентилятора вычисляется по формуле:

$$\Delta I_{\text{см}} = \frac{Q_v}{m_{L_{\text{см}}}} \quad (5.13)$$

Тогда фактическая энтальпия воздушной смеси, поступающей в воздухоохладительный агрегат, $I'_{\text{см}}$ составит:

$$I'_{\text{см}} = I_{\text{см}} + \Delta I_{\text{см}} \quad (5.14)$$

Параметрами состояния воздуха, поступающего в салон из агрегата после охлаждения, будут:

$$\frac{\Delta I_{\text{в}}}{\Delta x_{\text{в}}} = \frac{Q_o}{G_{\text{пар}}}, \quad (5.15)$$

где $\Delta I_{\text{в}}$ – изменение энтальпии воздуха в салоне, кДж/кг;

$$\Delta I_{\text{в}} = \frac{Q_o}{m_{L_{\text{см}}}}; \quad (5.16)$$

$\Delta x_{\text{в}}$ – изменение влагосодержания воздуха в салоне, кг/кг;

$$\Delta x_{\text{в}} = \frac{G_{\text{пар}}}{m_{L_{\text{см}}}}. \quad (5.17)$$

Таким образом, воздух, поступающий в салон из воздухоохладительного агрегата, будет иметь следующие необходимые параметры состояния:

– энтальпия $I_{\text{п}}$, равная:

$$I_{\text{п}} = I_{\text{в}} - \Delta I_{\text{в}}; \quad (5.18)$$

– влагосодержание $x_{\text{п}}$, вычисляемое по формуле

$$x_{\text{п}} = x_{\text{в}} - \Delta x_{\text{в}}, \quad (5.19)$$

где $I_{\text{в}}$, $x_{\text{в}}$ – соответственно энтальпия и влагосодержание воздуха в вагоне.

Примечание. На основании полученных в ходе расчетов значений $I_{\text{п}}$ и $x_{\text{п}}$ по диаграмме $I-d$ (см. прил.) определяют температуру $t_{\text{п}}$ и относительную влажность $\varphi_{\text{п}}$ воздуха, поступающего в салон после охлаждения.

Необходимая холодопроизводительность установки кондиционирования воздуха $Q_{\text{х}}$, кДж/ч, рассчитывается по формуле:

$$Q_{\text{х}} = m_{L_{\text{см}}} \cdot \Delta I'_{\text{см}}, \quad (5.20)$$

где $\Delta I_{\text{см}}$ – изменение энтальпии в процессе охлаждения воздушной смеси, вычисляется по формуле:

$$\Delta I'_{\text{см}} = I_{\text{см}} - I_{\text{п}}. \quad (5.21)$$

Количество влаги, сконденсированной в процессе охлаждения смеси, $G_{\text{к}}$, кг/ч, находится по формуле:

$$G_{\text{к}} = m_{L_{\text{см}}} \cdot \Delta x'_{\text{см}}, \quad (5.22)$$

где $\Delta x'_{\text{см}}$ – изменение влагосодержания в процессе охлаждения воздушной смеси:

$$\Delta x'_{\text{см}} = x_{\text{см}} - x_{\text{п}}. \quad (5.23)$$

Теплота, отведенная вместе с воздухом, вытесненным из вагона, $Q_{\text{ф}}$, кДж/ч:

$$Q_f = m_{L_B} \cdot I_B, \quad (5.24)$$

где m_{L_B} – приток массы сухого воздуха, вытесненного из вагона.

Баланс тепла в салоне будет иметь вид:

$$Q_H + Q_V + Q_O = Q_X + Q_f. \quad (5.25)$$

Баланс влаги в салоне:

$$G_H + m_{L_H} \cdot x_H = G_K + m_{L_B} \cdot x_B. \quad (5.26)$$

Примечание. Результаты балансов тепла и влаги должны практически совпадать (допускается расхождение не более 5 %). В противном случае, необходимо так изменять величину Φ_B , чтобы условие выполнялось.

5.1.1 Пример полного расчета притоков масс наружного и рециркуляционного воздуха и тепла

Следует определить поступающие в воздухоохладительный агрегат установки кондиционирования воздуха притоки масс наружного и рециркуляционного воздуха, а также поступающие вместе с ними притоки тепла, используя полный метод расчета (см. гл. 5.1).

1) Исходные параметры для расчета – температуру, влажность и расход воздуха – принимаем в соответствии с заданием следующими:

- для наружного воздуха – $t_H = 33$ °С, $\phi_H = 59$ %, $V_H = 1000$ м³/ч;
- для рециркуляционного воздуха – $t_P = 23$ °С, $\phi_P = 55$ %, $V_P = 3000$ м³/ч.

2) По диаграмме $I-d$ (см. прил.) определяем дополнительные параметры состояния воздуха – плотность ρ , влагосодержание x и энтальпию I . Таким образом, принимаем:

- для наружного воздуха – $\rho_H = 1,13$ кг/м³, $x_H = 0,0188$ кг/кг, $I_H = 81$ кДж/кг;

- для рециркуляционного воздуха – $\rho_P = 1,135$ кг/м³, $x_P = 0,0098$ кг/кг, $I_P = 48$ кДж/кг.

3) По формуле (5.1) вычисляем притоки масс сухого (наружного и рециркуляционного) воздуха:

$$m_{L_H} = \frac{1,13 \cdot 1000}{1 + 0,0188} \approx 1109,148 \text{ кг/ч},$$

$$m_{L_p} = \frac{1,135 \cdot 3000}{1 + 0,0098} \approx 3371,955 \text{ кг/ч}.$$

4) Определяем притоки масс влаги от наружного и рециркуляционного воздуха по формуле (5.2):

$$m_{W_n} = 1109,148 \cdot 0,0188 \approx 20,852 \text{ кг/ч};$$

$$m_{W_p} = 3371,955 \cdot 0,0098 \approx 33,045 \text{ кг/ч}.$$

5) Используя формулу (5.3) находим притоки масс влажного (наружного и рециркуляционного) воздуха:

$$m_n = 1109,148 + 20,852 = 1130 \text{ кг/ч};$$

$$m_p = 3371,955 + 33,045 = 3405 \text{ кг/ч}.$$

6) По формуле (5.4) определяем притоки тепла, поступающего в воздухоохладительный агрегат вместе с наружным и рециркуляционным воздухом:

$$Q_n = 1130 \cdot 81 = 91530 \text{ кДж/ч};$$

$$Q_p = 3405 \cdot 48 = 163440 \text{ кДж/ч}.$$

5.2 Приближенный метод расчета

В ряде случаев, когда не требуется большой точности расчета необходимой холодопроизводительности, допустимо применение приближенного метода расчета.

Температура воздуха на выходе из воздухоохладительного агрегата t_n , °С, находится по формуле:

$$t_n = t_b - \frac{Q_0}{C_p \cdot \rho (V_n + V_p)}. \quad (5.27)$$

Температура смеси воздуха, поступающего в испаритель, $t_{см}$, °С:

$$t_{см} = \frac{V_n}{V_n + V_p} t_n + \frac{V_p}{V_n + V_p} t_b + \frac{Q_v}{C_p \cdot \rho (V_n + V_p)}. \quad (5.28)$$

Влагосодержание воздушной смеси до охлаждения в испарителе $x_{см}$ рассчитывается по формуле:

$$x_{\text{см}} = \frac{V_{\text{н}}}{V_{\text{н}} + V_{\text{р}}} x_{\text{н}} + \frac{V_{\text{н}}}{V_{\text{н}} + V_{\text{р}}} \left[x_{\text{п}} + \frac{G_{\text{пар}}}{\rho (V_{\text{н}} + V_{\text{р}})} \right]. \quad (5.29)$$

Примечание. Имея значения $t_{\text{см}}$ и $x_{\text{см}}$, по диаграмме $I-d$ (см. прил.) определяют $I_{\text{см}}$ и величину $\Phi_{\text{см}} x_{\text{п}} = x_{\text{п,нас}}$ (где $x_{\text{п,нас}}$ указывает на начало процесса конденсации). Величину $x_{\text{п,нас}}$ получают пересечением температуры поверхности испарителя-воздухоохладителя с линией насыщения ($\Phi = 100\%$).

Влагосодержание воздуха в салоне $x_{\text{в}}$ находится по формуле:

$$x_{\text{в}} = x_{\text{п}} + \frac{G_{\text{пар}}}{\rho (V_{\text{н}} + V_{\text{р}})}. \quad (5.30)$$

Примечание. С учетом рассчитанных температуры $t_{\text{в}}$ и влагосодержания $x_{\text{в}}$ по диаграмме $I-d$ (см. прил.) определяют параметры состояния воздуха в салоне – энтальпию $I_{\text{в}}$ и относительную влажность $\Phi_{\text{в}}$.

Тогда необходимая холодопроизводительность $Q_{\text{х}}$ установки кондиционирования воздуха будет равна:

$$Q_{\text{х}} = \rho (V_{\text{р}} + V_{\text{н}}) (I_{\text{см}} - I_{\text{р}}). \quad (5.31)$$

6 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ В СОСТАВЕ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ ВАГОНОВ

6.1. Общие вопросы выбора электродвигателя

Все электрические машины используемые в составе электрооборудования вагонов должны надежно работать при изменении температуры окружающей среды от $+40^{\circ}\text{C}$ до -50°C и относительной влажности до 90% , а также сохранять работоспособность при динамических нагрузках, вызванных вибрацией, соударениями при маневрах и действием инерционных сил, возникающих при торможении.

Электрический двигатель работает непосредственно с приводным механизмом. Поэтому выбор двигателя состоит в сопоставлении его свойств со свойствами приводного механизма и с параметрами окружающей среды. Основная задача выбора электродвигателя: найти наиболее надежный, энергоэффективный и экономичный вариант функционирования системы «двигатель - приводной механизм».

Двигатель выбирают по:

- номинальной мощности;
- частоте вращения;
- модификации;
- условиям окружающей среды;
- точности установочных и присоединительных размеров;
- способу монтажа;
- допустимой частоте пуска;
- способу защиты;
- уровню шума;
- допустимым нагрузкам на подшипник.

Окружающая среда существенно влияет на функционирование двигателя, что в значительной степени определяет его конструктивное исполнение. В зависимости от места предполагаемой эксплуатации в составе электрооборудования вагонов двигатели изготавливаются в различных климатических исполнениях и категориях размещения. В свою очередь, климатические исполнения определяются температурой окружающей среды и ее влажностью.

Степень защиты предварительно определяется при выборе модификации по условиям окружающей среды. Например, химостойкая модификация Х2: проникновение внутрь оболочки пыли не предотвращено полностью, однако проникающая пыль не может нарушать нормальную работу двигателя; вода, разбрызгиваемая на оболочку в любом направлении, не должна оказывать вредного действия на двигатель. Двигатель со степенью защиты IP23 имеет большую мощность в тех же габаритах по сравнению со степенями защиты IP44 и IP54, но худший КПД.

Выбор исполнения по способу монтажа производится разработчиком механизма в зависимости от компоновки, способа сопряжения двигателя с механизмом и других факторов. Так при исполнении IM2 несущим является двигатель, а механизм присоединяется к двигателю. При исполнении IM3 двигатель присоединяется фланцевым щитом к механизму и несущим уже является механизм. При исполнении IM2 крепление двигателя и приводного механизма к фундаменту осуществляется с помощью лап двигателя. Надо учитывать также, чтобы масса навешиваемого изделия не превышала допустимую нагрузку на фланец двигателя с учетом координаты его центра масс. При сопряжении двигателя с механизмом с помощью ременной передачи должно применяться монтажное исполнение IM1. Двигатели монтажного исполнения IM2 и IM3 могут применяться при сопряжении с механизмом муфтой и зубчатой цилиндрической передачей.

Выбор двигателя по допустимой частоте пуска осуществляется с учетом его теплового состояния. Для того, чтобы рассчитать допустимую частоту пусков, необходимо знать момент инерции нагрузки и выполнить тепловые расчеты. Предельно допустимая температура обмотки электродвигателя должна соответствовать применяемому классу изоляции.

Выбор двигателя по допустимым нагрузкам на подшипник осуществляется в соответствии с величиной силы, действующей на свободный конец вала и подшипник. Эта сила имеет две составляющие: радиальную и аксиальную. От них зависит долговечность подшипников. Основная часть общей радиальной силы составляет натяжение ремня, которое пропорционально передаваемому

моменту и обратно пропорционально диаметру меньшего шкива, а также зависит от типа ременной передачи. Точкой приложения радиальной силы следует считать середину шкива. Аксиальная сила, действующая на подшипник, может быть вызвана: реакцией осевого вентилятора, расположенного на валу двигателя; весом ротора при вертикальном расположении двигателя; составляющей крутящего момента при косозубом и коническом зацеплениях. Наличие аксиальной составляющей уменьшает допустимую радиальную нагрузку.

6.2. Электрические машины, используемые в составе электрооборудования вагонов

В составе электрооборудования вагонов могут работать электрические машины постоянного и переменного тока. По электрическим машинам электрооборудование вагонов должно отвечать требованиям ГОСТ 2582 и ГОСТ 183.

Генераторы, приводимые в движение ДВС или получающие механическую энергию от оси колесной пары, вырабатывают энергию для питания холодильных и отопительных установок.

Электродвигатели приводят в действие компрессоры холодильных установок, вентиляторы, насосы. Эти электродвигатели, как правило, устанавливаются на одной раме с соответствующим агрегатом.

Электродвигатели постоянного тока, вследствие наличия коллекторно-щеточного узла постепенно выходят из употребления, так как не отвечают современным требованиям к надежности и энергоэффективности. Наиболее востребованными являются асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором, обладающие высокой надежностью и высокими энергетическими показателями. Также перспективными электрическими машинами для применения в составе электрооборудования вагонов являются вентильно-индукторные электродвигатели и электродвигатели с высококоэрцитивными постоянными магнитами.

6.3 Расчет параметров и характеристик электрических машин

Расчет параметров и характеристик электрических машин осуществляется с использованием специализированного программного обеспечения: MATLAB (Simulink), COMSOL Multyphysics, ANSYS, FEMM и др. Для расчета магнитных и тепловых полей в электрических машинах широкое распространение получила программа FEMM (Finite Element Method Magnetics), имеющаяся в свободном доступе до версии FEMM4.2.

Программа FEMM используется как составная часть системы автоматизированного проектирования (САПР), для определения геометрических размеров активной части электрических машин, а также для определения свойств материалов и граничных условий. Решения полевой задачи отображаются в виде контурных графиков с распределением магнитных силовых линий и плотности энергии магнитного поля, выделенной цветом. Программа также позволяет пользователю просматривать параметры поля в произвольных точках, а также оценивать ряд различных характеристик электрических машин, выраженных интегральными выражениями.

На рис. 6.1 представлено графическое изображение решения в программе FEMM полевой задачи вагонного генератора

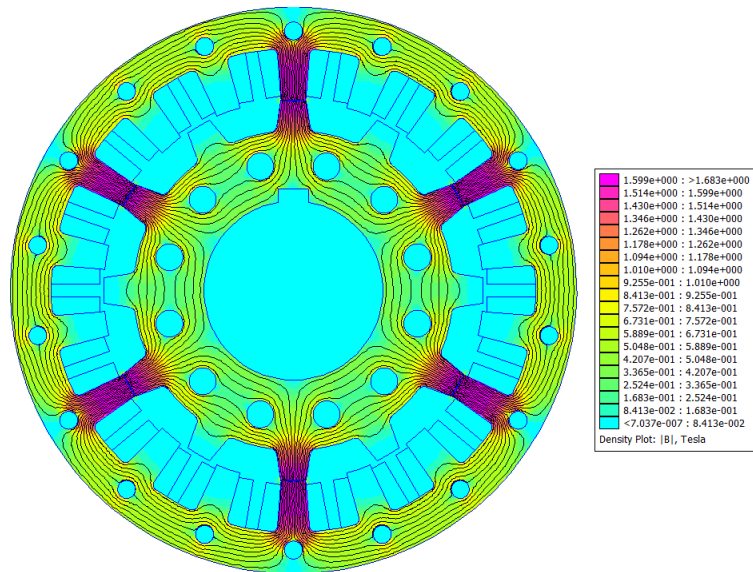


Рис. 6.1. Распределение магнитных силовых линий поля в активной части вагонного генератора

Графическое изображение решения полевой задачи электродвигателя с постоянными магнитами в программе FEMM представлен на рис. 6.2.

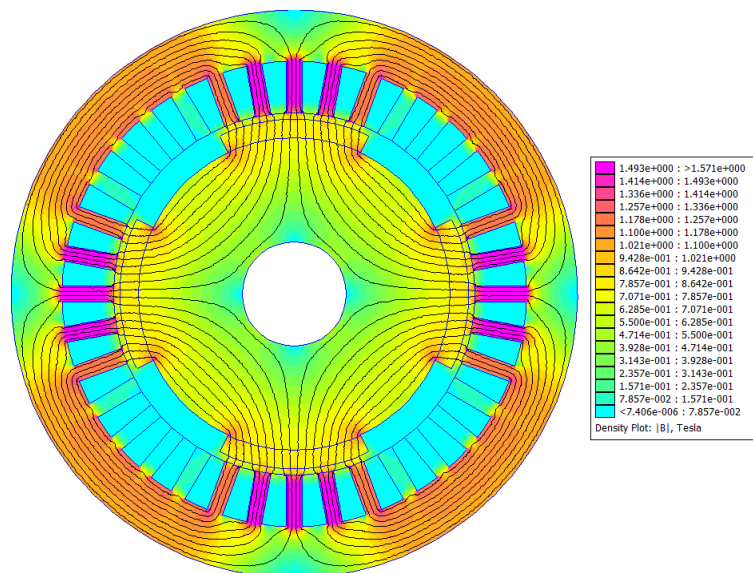


Рис. 6.2. Распределение магнитных силовых линий поля в электрической машине с постоянными магнитами.

По известным значениям магнитного поля в активной части электрической машины определяются остальные параметры и характеристики: потребляемая мощность, мощность на валу, потери, КПД, массо-габаритные показатели, экономические показатели и др.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 **Ворон, О. А.** Хладотранспорт и основы теплотехники : монография / О. А. Ворон, Ю. И. Матяш, В. П. Клюка [и др.]. – Москва : ФГБУ ДПО «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2019. – 360 с. – ISBN 978-5-907055-92-6.
- 2 **Китаев, Б. Н.** Теплообменные процессы при эксплуатации вагонов. – Москва : Транспорт, 1984. – 184 с.
- 3 **Фаерштейн, Ю. О.** Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах / Ю. О. Фаерштейн, Б. Н. Китаев. – Москва : Транспорт, 1984. – 272 с.
- 4 **Иванов, И. Т.** Тепломассообменные и холодильные установки железнодорожного транспорта. – Москва : Транспорт, 1984. – 223 с.
- 5 **Сидоров, Ю. П.** Основы кондиционирования воздуха на предприятиях железнодорожного транспорта и в подвижном составе. – Москва : Транспорт, 1984. – 207 с.
- 6 **Малоземов, В. Н.** Энергетические системы обеспечения жизнедеятельности человека на железнодорожном транспорте : учебник для вузов ж.-д. транспорта / В. Н. Малоземов, В. Ф. Фурсенко, А. Б. Кууск ; под редакцией В. Н. Малоземова. – Москва : Желдориздат, 2002. – 289 с.
- 7 **Фишбейн, Б. Д.** Методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Энергохолодильные системы вагонов и их ремонт» / Составители Б. Д. Фишбейн, Т. В. Лисевич, Е. Н. Титова, [и др.]. – Самара : СамГАПС, 2004. – 44 с.
- 8 **Жариков, В. А.** Климатические системы пассажирских вагонов / В. А. Жариков. – Москва : ТРАНСИНФО, 2006. – 135 с.
- 9 **Артемова, Л. Р.** Пособие проводнику пассажирских вагонов / Л. Р. Артемова, З. М. Болотин, Ю. М. Калымулин. – Москва : Транспорт, 2000. – 359 с.
- 10 **Хряпенков, Г. А.** Электрические аппараты и цепи вагонов: учебник для техникумов и колледжей ж.-д. транспорта / Г. А. Хряпенков, Е. П. Стрыжков. – Москва : Маршрут, 2006. – 544с. – ISBN 5-89035-376-4.
- 11 **Пигарев, В. Е.** Холодильные машины и установки кондиционирования воздуха : учебник для техникумов и колледжей ж.-д. транспорта / В. Е. Пигарев, П. Е. Архипов . – Москва : Издательство «Маршрут», 2003. – 424 с. – ISBN 5-89035-122-2.
- 12 **Понкратов, Ю. И.** Электрические машины вагонов : учебное пособие / Ю. И. Понкратов, В. А. Черкасов. – Москва : ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2016. – 191 с. – ISBN 978-5-89035-883-7.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

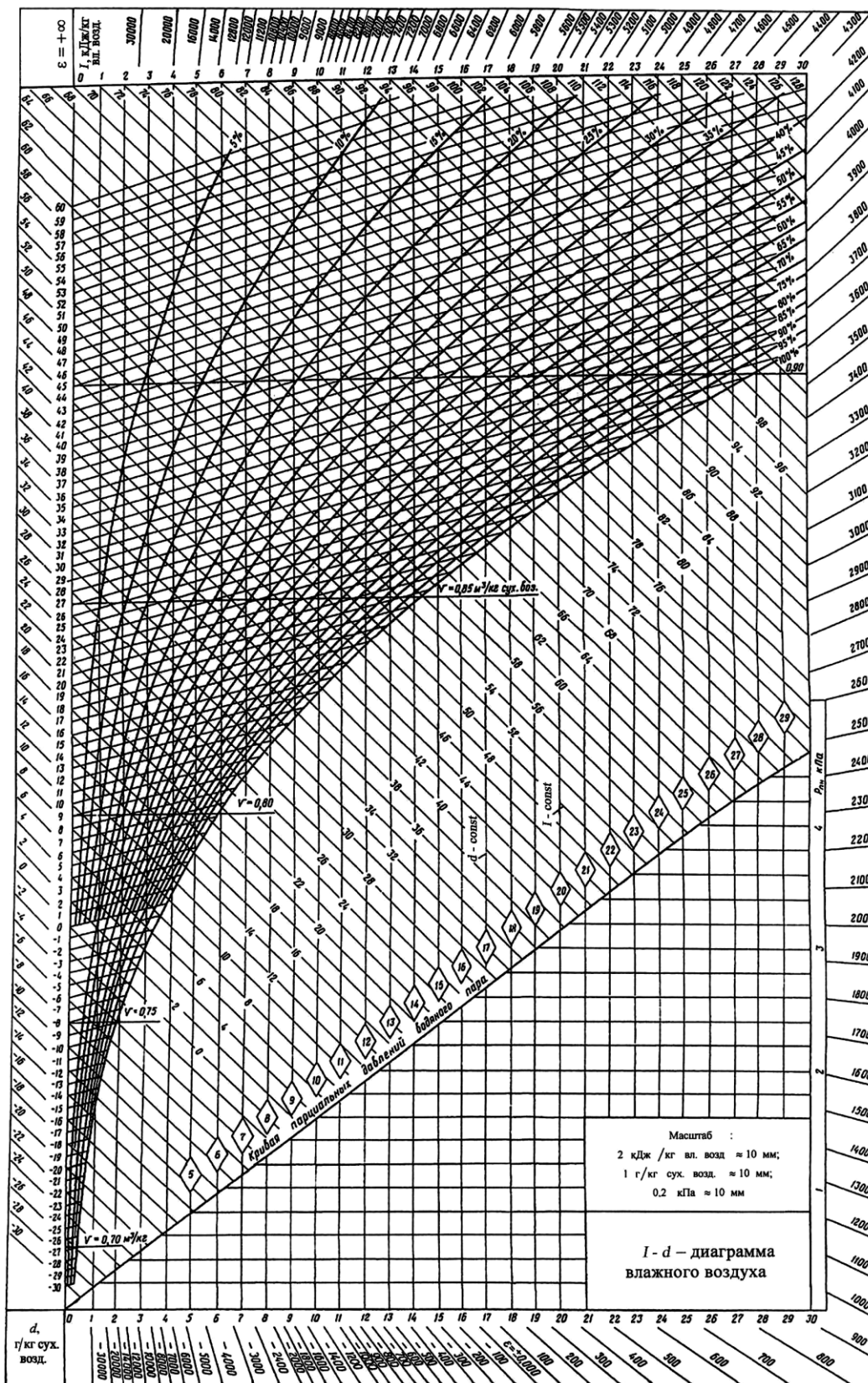


Диаграмма влажного воздуха ($I - d$)

Приложение 3

Типы пассажирских вагонов и количество мест

№ п/п	Типы вагонов	Количество мест
1	СВ – мягкий с двухместными купе	18/2*
2	СВМ – мягкий с двух- и четырехместными купе	22/2
3	М – мягкий с четырехместными купе	33/2
4	К – купейный с четырехместными купе	36/2
5	КБ – купейный с купе-буфетом	40/3
6	КР – купейный с радиостанцией	38/3
7	ПЛ – некупейный (плацкартный) со спальными местами	54/2
8	О – некупейный (общий) с местами для сидения	81/1...87/1
9	Обл. – межобластной с местами для сидения	68/1...74/1

Приложение 4

Основные размеры кузовов пассажирских вагонов (в метрах)

Тип вагона	Наружная длина L	Длина ограждений пассажирского салона l_p	Наружная ширина B	Высота боковой стены $H_{ст}$	Радиус сечения крыши	
					в средней части R_1	у боковых стен R_2
СВ	23,6	21,58	3,058	2,35	3,5	0,5
М	То же	То же	3,106	2,43	3,65	0,45
К	«	«	3,058	2,35	3,5	0,5
ПЛ	«	«	3,106	2,43	3,65	0,45
Обл.	«	«	То же	То же	То же	То же
Кузов на базе модели 4440	24,5	22,6	3,104	2,5	3,65	0,7

* В числителе указывается количество мест, в знаменателе – число проводников.

Размеры и количество окон в боковой стене пассажирского вагона

Тип вагона	Узкое окно			Широкое окно		
	Ширина, м	Высота, м	Количество, шт.	Ширина, м	Высота, м	Количество, шт.
СВ	0,77	0,955	4	0,96	0,955	9
М	То же	То же	3	То же	То же	То же
К	0,86	«	4	1,06	«	«
ПЛ	То же	«	То же	То же	«	«
Обл. (68 мест)	«	«	«	«	«	«
Обл. (76 мест)	0,77	«	3	0,96	«	10
Кузов на базе модели 4440*	0,77	0,955	5 1	0,96	«	9 10

Материалы и толщины слоев элементов ограждения пассажирских вагонов

№ слоя	Элемент ограждения				
	Пол	Боковая стена	Торцовая стена (перегородка)	Крыша	Окно
1	Линолеум, $\delta_1 = 2$ мм	Сталь, $\delta_1 = 2$ мм	Сталь, $\delta_1 = 1,5$ мм	Сталь, $\delta_1 = 1,5$ мм	Стекло, $\delta_1 = 5$ мм
2	Столярная плита, $\delta_2 = 19$ мм	УРСА-С, $\delta_2 = 65$ мм	УРСА-С, $\delta_2 = 65$ мм	УРСА-С, $\delta_2 = 65$ мм	Воздух, $\delta_2 = 25$ мм
3	УРСА-С, $\delta_3 = 80$ мм	Столярная плита, $\delta_3 = 19$ мм	Фанера, $\delta_3 = 10$ мм	Фанера, $\delta_3 = 4$ мм	Стекло, $\delta_1 = 5$ мм
4	Сталь, $\delta_4 = 2$ мм	Пластик-павинол, $\delta_4 = 2$ мм	Пластик-павинол, $\delta_4 = 2$ мм	Воздух, $\delta_4 = 283$ мм	-
5	-	-	-	Пластик-павинол, $\delta_5 = 2$ мм	-

* Количество и тип окон на разных боковых стенах кузова

Значения коэффициента теплопроводности для различных материалов (сред)

№ п/п	Наименование материала	Коэффициент теплопроводности λ , $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$
1	Алюминиевый лист АМГ-6	123,0
2	Воздух	0,02
3	Дерево	0,20
4	Древесноволокнистая плита (ДВП)	0,047
5	Древесностружечная плита (ДСП)	0,045
6	Линолеум	0,16
7	Мастика противозвучная	0,2
8	Мипора	0,030...0,040
9	Пенополиуретан	0,035
10	Пластик-павинол	0,15
11	Полистирол (ПСП-С)	0,038
12	Резина	0,197
13	Сталь	50
14	Стекло оконное	0,65
15	Столярная плита	0,19
16	Фанера, фанерная плита	0,25...0,35
17	Фанера клеевая	0,15

Учебное издание

Ворон Олег Андреевич
Яицков Иван Анатольевич
Косаревский Валерий Валериевич и др.

**УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ АГРЕГАТОВ И ПРИВОДОВ
ДЛЯ СИСТЕМ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ
ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ**

Печатается в авторской редакции
Технический редактор К. И. Паханова

Подписано в печать 07.06.2022. Формат 60×84/16.
Усл. печ. л. 2,32. Тираж экз. Изд. № 5041. Заказ .

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Ростовский государственный университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВО РГУПС)

Адрес университета: 344038, г. Ростов н/Д, пл. Ростовского Стрелкового Полка
Народного Ополчения, д. 2, www.rgups.ru