

- средств нормализации микроклимата и оздоровления воздушной среды в кабинах самоходных машин: Дис... д-ра техн. наук. – М.: МАМИ, 1999.
2. Михайлов В.А. Орошаемые насадки воздухоохладителей кабин для запылённых условий эксплуатации // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1996, № 11.
 3. Михайлов В.А., Шарипова Н.Н. Орошаемые насадки для обработки воздуха в системах колёсных и гусеничных машин // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 4.
 4. Михайлов В.А., Шарипова Н.Н. Орошаемые насадки для обработки воздуха в кабинах тракторов и сельскохозяйственных машин // Известия МГТУ «МАМИ». – 2015. Т. 1. – № 1(23).
 5. Михайлов В.А., Шарипова Н.Н. Теоретические основы создания орошаемой насадки регулярной структуры для воздухоохладителей кабин колёсных и гусеничных машин // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – №12.
 6. Михайлов В.А., Шарипова Н.Н. Инновационный локальный водоиспарительный воздухоохладитель для кабин тракторов // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – №2.
 7. Шарипов В.М., Михайлов В.А., Шарипова Н.Н. Климатическая комфортабельность колёсных и гусеничных машин. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2011.
 8. Михайлов В.А., Карев С.В. Орошаемая насадка регулярной структуры для локального воздухоохладителя кабин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008, №7.
 9. Михайлов В.А., Трелина К.В. Параметры насадки с фитильным подъёмом воды для увлажнения топливовоздушной смеси дизеля // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007, №9.
 10. Пирумов А. Обеспыливание воздуха. – М.: Стройиздат, 1981.
 11. Медников Е.П. Турбулентный перенос и осаждение аэрозолей. – М.: Наука, 1981.
 12. Очистка промышленных газов от пыли / В.Н. Ужов, А.Ю. Вальдберг, Б.И. Мягков, И.К. Решидов. – М.: Химия, 1981.
 13. Ужов В.П., Вальдберг А.Ю. Очистка газов мокрыми фильтрами. – М.: Химия, 1972.
 14. Справочник по пыле- и золоулавливанию/ М.И. Биргер, А. Вальдберг, Б.И. Мягков, В.Ю. Павда, А.А. Русанов, И.И. Урбах. – М.: Энергоатомиздат, 1983.
 15. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха. Основы расчёта и проектирования. – М.: Машиностроение, 1978.
 16. Техника и технология защиты воздушной среды: Учеб. пособие для вузов / В.В. Юшин, В.М. Попов, П.П. Кукин и др. – М.: Высшая школа, 2005.

Особенности технологии защиты воздушной среды объектов автотранспортного комплекса

д.т.н. проф. Михайлов В.А., к.т.н. доц. Шарипова Н.Н., к.т.н. Есаков А.Е.
Университет машиностроения,
(495) 223-05-23, доб. 1527, ravn@mail.ru

Аннотация. Рассмотрены вопросы нормирования санитарных параметров и технологии защиты внутренней и внешней воздушной среды стационарных и мобильных объектов автотранспортного комплекса от тепlopоступлений и вредных загрязнений с учётом их производственной специфики и требований по энергосбережению.

Ключевые слова: внешняя воздушная среда, внутренняя среда стационарных и мобильных объектов, приточная и вытяжная вентиляция, охлаждение воздуха, очистка воздуха от вредных примесей, энергосберегающие технологии защиты воздушной среды.

При защите воздушной среды на первый план обычно ставится охрана атмосферы от вредных производственных выбросов, в связи с чем основное внимание уделяется лишь тех-

нике и технологии обработки загрязнённого воздуха, удаляемого от источника его образования [1]. Вместе с тем, аппараты для очистки атмосферных выбросов являются составной частью современной механической приточно-вытяжной вентиляции производственных объектов, которая решает комплексную задачу защиты воздушной среды от вредных факторов, и в первую очередь это должно быть обеспечено на рабочем месте операторов, а затем уже – во внешней среде [2].

Особенностью функционирования такой комбинированной системы является то, что поступающий в производственное помещение воздух приточной вентиляцией забирается снаружи, т. е. из окружающего пространства, куда вытяжная вентиляция удаляет выбросной воздушный поток. Чем лучше осуществлена очистка этого потока от вредных примесей, тем меньше будет нагрузка на приточную вентиляцию. Поэтому даже с позиции снижения затрат на обработку приточного воздуха, выброс в атмосферу загрязнённого потока вытяжной вентиляцией является не допустимым. Следовательно, вопрос выбора рациональных функциональных параметров общей системы защиты от вредных производственных факторов внешней и внутренней воздушной среды должен решаться во взаимосвязи двух указанных подсистем.

Помимо отмеченного, в настоящее время к современным комплексным механическим системам защиты воздушной среды предъявляются определённые требования по обеспечению их экологичности с позиции энергосбережения [3, 4].

Как-указывалось, назначением приточно-вытяжной вентиляции является удаление из рабочей зоны загрязнённого воздуха и подача вместо него кондиционированного воздуха с целью обеспечения здесь требований санитарных норм к параметрам микроклимата и содержанию вредных веществ, а также снижении при этом негативного воздействия на окружающую среду вредных производственных факторов. В связи с этим современная приточно-вытяжная система вентиляции состоит из двух самостоятельных подсистем [2, 3] – приточной и вытяжной, оборудованных каждая своим вентилятором, и содержащих аппараты для обработки воздуха. В первой подсистеме необходима круглогодичная тепловлажностная обработка воздуха с его очисткой, и поэтому здесь должен быть отопитель с воздухоохладителем и фильтром. Вторая же подсистема должна быть снабжена соответствующим агрегатом для очистки атмосферных выбросов. При этом приточная вентиляция должна возмещать расход воздуха как на его удаление местными отсосами от источников вредных выбросов, так и возможные потери воздуха, затраченные на различные технологические нужды (огневые процессы, пневмотранспорт, компрессорные установки и т.п.). К тому же общий расход воздуха (т.е. подача) в сочетании с его температурой должен обеспечивать на рабочем месте нормируемые параметры микроклимата в течение всего года.

Объектами автотранспортного комплекса (АТК) являются подвижной состав, включающий в себя различного вида машины (легковые и грузовые автомобили, автобусы, тракторы, коммунальные машины и др.), и предприятия по их техническому обслуживанию, такие как базы центрального технического обслуживания (ЦБТО), станции техобслуживания (СТО) и автозаправочные станции. В связи с этим по негативному воздействию на внутреннюю и внешнюю воздушную среду различают передвижные и стационарные источники [5]. К передвижным источникам относятся машины, перемещающиеся как в транспортных городских потоках, так и движущиеся или хранящиеся на территории обслуживания. К стационарным же источникам относятся указанные выше автотранспортные предприятия.

Если по характеру воздействия на воздушную среду и связанной с ним технологией её защиты стационарные источники АТК аналогичны объектам промышленных предприятий, то передвижные источники имеют свою специфику. Так, если в первом случае обязательно имеется механическая приточно-вытяжная вентиляция, состоящая, как указывалось, из двух самостоятельных подсистем, то на машинах применяется так называемая «вытесняющая вентиляция» [4], где кондиционированный воздух подаётся в кабину в количестве, достаточном для обеспечения в ней не только нормируемого микроклимата, но и некоторого избыточного давления, препятствующего проникновению в рабочую зону загрязнённого наруж-

ного воздуха через неплотности в её ограждениях из-за встречного потока уходящего в атмосферу чистого воздуха кабины. В связи с этим на машинах вытяжная вентиляция, как отдельная подсистема, по существу, отсутствует, что должно учитываться при решении рассматриваемого вопроса. Отметим, что в отличие от «вытесняющей вентиляции» на стационарных объектах АТК используется «восстановительная вентиляция» [4], существо которой заключается в качественной очистке воздуха от вредных веществ источника их возникновения в рабочей зоне и возврат его в помещение.

С учётом изложенного выше рассмотрим пути решения вопроса защиты внутренней и внешней воздушной среды объектов АТК. При этом в первую очередь уделим внимание обеспечению на рабочем месте параметров микроклимата, рациональных как с точки зрения нормализации теплового состояния операторов, так и с позиции энергосбережения в аппаратах для её достижения.

Микроклимат производственных помещений характеризуется действующими на организм человека сочетаниями температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха, а также температуры окружающих его поверхностей и механизмов, т.е. интенсивности теплового излучения.

Гигиеническое нормирование параметров микроклимата для помещений стационарных объектов производится по ГОСТ 12.1.005-88 и СанПиН 2.2.4.548-96. Нормируются оптимальные и допустимые показатели микроклимата. Оптимальные распространяются на всю рабочую зону, а допустимые принимаются отдельно для постоянных и непостоянных рабочих мест. При этом значения параметров микроклимата учитывают категорию, выполняемых человеком работ по уровню энергозатрат и способности человеческого организма к акклиматизации в разное время года, а также по теплонапряженности помещения. При нормировании различают тёплый период года (среднесуточная температура наружного воздуха выше $+10^{\circ}\text{C}$) и холодный период года (среднесуточная температура наружного воздуха $+10^{\circ}\text{C}$ и ниже).

Таблица 1

Оптимальные и допустимые температуры воздуха в рабочей зоне производственных помещений стационарных объектов

Период года	Категория работ		Температура, $^{\circ}\text{C}$			
			оптимальная	допустимая		на рабочих местах
				верхняя граница	нижняя граница	
				постоянных	непостоянных	
Холодный	Легкая	Ia	22 – 24	25	26	21
		Iб	21 – 23	24	25	20
	Средней тяжести	IIa	18 – 20	23	24	17
		IIб	17 – 19	21	23	15
	Тяжелая	III	16 – 18	19	20	13
Теплый	Легкая	Ia	23 – 25	28	30	22
		Iб	22 – 24	28	30	21
	Средней тяжести	IIa	21 – 23	27	29	18
		IIб	20 – 22	27	29	16
	Тяжелая	III	18 – 20	26	28	15

Поскольку важнейшим параметром микроклимата в первую очередь является температура воздуха по сухому термометру, в таблице 1 приведены её нормируемые значения для помещений стационарных объектов. Что же касается относительной влажности и скорости движения воздуха на рабочем месте, то в рамках приведённых в этой таблице температур предписывается:

- для холодного периода года оптимальная относительная влажность воздуха должна составлять 40...60 % и допустимая не более 75 % при скорости движения воздуха 0,1...0,5 м/с ;
- для тёплого периода года оптимальная относительная влажность воздуха также должна составлять 40...60 %, а допустимая 55 % при температуре 28 °С, 60 % при 27 °С, 65 % при 26 °С и 70 % при 25 °С и ниже.

Однако, если вопрос нормирования температуры воздуха на рабочем месте в холодный период года в определённой мере является относительно простым, то для тёплого периода года он требует дополнительного рассмотрения с позиции влияния внешней среды и теплонапряжённости помещения на выбор её рационального значения.

В таблице 2 дана характеристика параметров наружного воздуха для некоторых представительных пунктов [6].

Таблица 2

Расчётные параметры наружного воздуха для тёплого периода года

№ п/п	Пункт	Баромет- рическое давление, мм рт.ст.	Параметры А		Параметры Б	
			Темпе- ратура воздуха, °С	Удельная энталь- пия, кДж/кг	Темпе- ратура воздуха, °С	Удельная энталь- пия, кДж/кг
1	Астрахань	760	29,5	61,6	33	64,5
2	Ашхабад	730	36	58,2	39	68,2
3	Волгоград	745	28,6	55,3	33	57,8
4	Вологда	745	21,1	50,2	27,2	55,3
5	Воронеж	745	24,2	52,3	28,9	54,8
6	Грозный	745	28,8	63,2	34,9	66,6
7	Краснодар	730	28,6	59,5	30,8	63,6
8	Москва	745	22,3	49,4	28,5	54
9	Мурманск	760	16,6	41,4	22	42,7
10	Новосибирск	745	22,7	50,2	28,4	54,8
11	Оренбург	745	26,9	51,9	31,4	54,4
12	Петрозаводск	760	18,6	46,1	23,1	50,2
13	Псков	760	20,6	48,1	25,6	51,9
14	Санкт-Петербург	760	20,6	48,1	24,8	51,5
15	Смоленск	745	20,8	48	25,3	53,2
16	Сочи	760	25,9	66,2	30,2	69,5
17	Ташкент	715	33,2	58,2	35,7	62,8
18	Тула	745	22,2	50,2	27	53,6
19	Уфа	745	23,4	50,7	28	54,5
20	Хабаровск	745	24,1	60,7	28,4	65

Покажем в качестве примера, как следует регламентировать параметры микроклимата при выполнении работы средней тяжести. Здесь в соответствии с ГОСТ 12.1.005-88 предписывается следующее. Когда средняя расчётная температура наружного воздуха в 13 ч самого жаркого месяца (параметр А наружного воздуха по таблице 2) превышает 25 °С, допустимую на рабочем месте температуру можно увеличить на 3 °С (но не более 31 °С) в помещениях с незначительными избытками явной теплоты и на 5 °С (но не выше 33 °С) в помещениях со значительными теплоизбытками. Это обусловлено тем, что климатические условия местности постоянного проживания человека (его адаптация к этим условиям) и характер его деятельности должны обязательно учитываться при назначении расчётных параметров микроклимата, чтобы уменьшить перепад между наружной и внутренней температурами для исключения простудных заболеваний операторов, функционирующих на непостоянных рабо-

чих местах.

Показательными в этом плане являются соответствующие рекомендации [7], которые устанавливают рациональный верхний предел температуры воздуха на рабочем месте $t_{ном}$ как с учётом его внешней температуры $t_{нар} > 30^\circ\text{C}$ параметрам Б (таблица 2), так и в зависимости от времени непрерывного пребывания оператора на рабочем месте:

$$t_{ном} = 28 + (0,5 + c_\tau)(t_{нар} - 30), \quad (1)$$

где: c_τ – численный коэффициент, зависящий от продолжительности времени τ_n непрерывного пребывания оператора на рабочем месте: $c_\tau = 0,3$ при τ_n до 1 ч и $c_\tau = 0,1$ при τ_n до 3 ч.

Например, примем по данным таблицы 2 для условий г. Ташкента $t_{нар} = 35,7^\circ\text{C}$ и $c_\tau = 0,3$. По формуле (1) получим $t_{ном} = 32,6^\circ\text{C}$, т.е. не более допустимой температуры 33°C для помещений стационарных объектов со значительными теплоизбытками, что имеет место в таких жарких климатических условиях.

Необходимо иметь в виду, что нормирование параметров микроклимата мобильных объектов имеет свою специфику. Так в соответствии с ГОСТ 12.2.120-88, распространяющимся на рабочие места операторов тракторов, самоходных строительно-дорожных машин, одноосных тягачей, карьерных самосвалов и др., для тёплого периода года предписывается, что при оснащении кабины охладителем температура воздуха в ней не должна превышать:

- 28°C для районов эксплуатации с расчётной средней температурой наружного воздуха по параметрам А до 25°C ;
- 31°C при расчётной средней температуре до 30°C ;
- 33°C при расчётной средней температуре выше 30°C .

При этом относительная влажность воздуха в кабине не должна превышать 60 %, а в районах с повышенным влагосодержанием наружного воздуха – 70 %. Подвижность воздуха в кабине не должна превышать 1,5 м/с.

ГОСТ Р 50993-96 устанавливает, что система кондиционирования должна исключать возможность охлаждения воздуха в зоне головы водителя более чем на 8°C относительно температуры внешней среды при его скорости на рабочем месте не более $0,8^\circ\text{C}$. Таким образом, например, при наружной температуре $35,7^\circ\text{C}$ (г. Ташкент по таблице 2) нижняя граница температуры воздуха в кабине должна составлять $27,7^\circ\text{C}$ (при его допустимой верхней температуре 33°C).

Что же касается чистоты воздуха, то его загрязнение происходит на объектах АТК [5] в течение производственного процесса (автотранспортные средства, слесарно-механическое, гальваническое, кузнечно-прессовое, медницко-жестяницкое, электротехническое, обойное, сварочное отделения; участки – аккумуляторный, монтажа шин и их ремонта, лакокрасочных покрытий, обкатки двигателей внутреннего сгорания, отстоя подвижного состава и т.п.) с выбросом в окружающую среду комплекса вредных веществ (различная пыль, сажа, кислотный и масляный туманы, оксиды углерода, азота и серы, углеводороды, пары растворителей и т.д.).

Поскольку в нашем случае речь идёт о защите воздушной среды в целом, рассмотрим вопрос нормирования атмосферных примесей как на рабочем месте, так и во внешней среде.

Предельно допустимая концентрация вредных веществ в воздухе рабочей зоны $ПДК_{pz}$ регламентируется ГОСТ 12.1.005-88 и ГН 2.2.5.686-98. Данные по некоторым веществам приведены в таблице 3. Здесь же даются для них нормируемые значения максимально разовых $ПДК_{мр}$ и среднесуточных $ПДК_{сс}$ концентраций в воздухе населённых мест [8]. Поскольку мы имеем дело с приточно-вытяжной вентиляцией, важным условием является, чтобы содержание вредных веществ в воздухе, поступающем извне в производственное поме-

щение, не превышало $0,3 ПДК_{pz}$ определённой указанными ГОСТ 12.1.005-88 и ГН 2.2.5.686-98 [2].

Таблица 3

Нормативы контроля загрязнения воздуха

№ п/п	Наименование вещества	Класс опасности	ПДК, мг/м ³		
			в воздухе рабочей зоны	в атмосфере	
				макси- мально- разовая	средне- суточ- ная
1	Азота диоксид	2	2	0,085	0,04
2	Альдегид масляный	3	5	0,015	0,015
3	Ацетон	4	20	5	3
4	Бенз(а)пирен	1	0,00015	–	0,0001
5	Бензин	4	100	5	1,5
6	Водород фтористый	2	0,1	0,01	0,001
7	Дихлорэтан	2	10	3	1
8	Кислота азотная	3	2	0,4	0,15
9	Кислота серная	2	1	0,3	0,1
10	Натрия сульфат	3	10	0,3	0,1
11	Озон	1	0,1	0,16	0,03
12	Пропилен	3	10	3	3
13	Пыль неорганическая с содержанием SiO ₂ (%):				
	выше 70	3	1	0,16	0,06
	70 – 20	3	2	0,3	0,1
	ниже 20	3	4	0,5	0,15
14	Свинец	1	0,005	0,001	0,0003
15	Углеводороды	4	300	1	–
16	Углерода оксид	4	20	5	3
17	Фенол	2	0,3	0,01	0,003
18	Формальдегид	2	0,5	0,035	0,003
19	Этилен	4	100	3	3

Отметим, что в соответствии с ГОСТ 12.1.007-88 по степени воздействия на организм человека вредные вещества подразделяются на четыре класса опасности: 1 – чрезвычайно опасные ($ПДК_{pz}$ менее $0,1 \text{ мг/м}^3$); 2 – высокоопасные ($ПДК_{pz}$ от $0,1$ до $1,0 \text{ мг/м}^3$); 3 – умеренно опасные ($ПДК_{pz}$ от $1,0$ до $10,0 \text{ мг/м}^3$); 4 – малоопасные ($ПДК_{pz}$ более $10,0 \text{ мг/м}^3$).

Для обеспечения выполнения требований по нормированным показателям микроклимата и чистоте воздуха на рабочем месте подсистема приточной вентиляции в тёплый период года должна обладать необходимыми холодопроизводительностью, зависящей от подачи воздуха L_{np} и его температуры после охладителя, а также необходимой степенью его очистки от вредных примесей. Для определения требуемой производительностью по воздуху (воздухообмена помещения) существует следующее.

В ряде случаев необходимый воздухообмен помещения может быть определён по нормативной кратности k_p , которая является отношением объёмного расхода приточного воздуха L_{np} к объёму помещения V_n . Значения k_p для различных помещений приводятся в соответствующих нормативных документах, таких как СНиП 41-01.2003 для стационарных объектов и ГОСТ 12.2.120-88 для мобильных машин. Однако более объективным является расчёт необходимого количества приточного воздуха, когда он производится с учётом следующих конкретных условий [2]:

- для помещений с тепловыделениями (теплопотерями) – по балансу явной теплоты;
- для помещений с тепло- и влаговыделениями – по избыткам явной теплоты, влаги и скрытой теплоты парообразования;
- для помещений с избытками влаги – по её количеству, исходя из условия обеспечения на рабочем месте нормируемой относительной влажности (влагосодержания) воздуха;
- для помещений с выделением вредных веществ – по их количеству, исходя из условия обеспечения на рабочем месте предельно допустимой концентрации $ПДК_{pz}$.

Определение необходимой подачи приточного воздуха в помещение с избытками влаги производится по формуле [2]:

$$L_{np} = \frac{mW}{(d_{pz} - d_{np})\rho},$$

где: W – количество влаги, выделяющейся в помещении, г/ч; d_{np} – влагосодержание приточного воздуха, г/кг; d_{pz} – влагосодержание воздуха в рабочей зоне по условию обеспечения нормируемой здесь относительной влажности (определяется по диаграмме $I-d$ [3, 6]), г/кг; ρ – плотность приточного воздуха, кг/м.

Коэффициент m по влаге выражает отношение приращения влагосодержания воздуха в рабочей зоне к приращению влагосодержания по всему помещению:

$$m = \frac{d_{pz} - d_{np}}{d_{yx} - d_{np}},$$

где: d_{yx} – влагосодержание уходящего из помещения воздуха, г/кг.

Значения коэффициента m , например, для схемы воздухообмена «снизу – вверх» принимаются в зависимости от высоты помещения: более 5 м – 0,6...0,8; от более 3,5 до 5 м – 0,8...0,9; менее 3,5 м – 1,0.

Определение воздухообмена в помещении при выделении в нём вредных веществ производится по формуле [2]:

$$L_{np} = \frac{G_e}{c_{pz} - c_{np}},$$

где: G_e – количество вредных веществ, выделяющихся в помещение в течение 1 часа, мг/ч;

$c_{pz} = ПДК_{pz}$ – концентрация вредных веществ в помещении, мг/м³; c_{np} – концентрация вредных веществ в приточном воздухе, мг/м³.

Определение подачи приточного воздуха для удаления теплоизбытков производится по формуле [2]:

$$L_{np} = \frac{Q_{изб}}{c_p \rho (t_{yx} - t_{np})},$$

где: $Q_{изб}$ – избытки явной теплоты в помещении, кДж/ч; c_p – теплоёмкость воздуха, кДж/(кг·°С); t_{yx} и t_{np} – температура соответственно уходящего и приточного воздуха, °С.

Необходимую подачу приточного воздуха для помещений с тепло- и влагоизбытками определяют по формуле [2]:

$$L_{np} = \frac{Q_{изб}}{\rho(I_{yx} - I_{np})},$$

где: I_{yx} и I_{np} – энтальпия соответственно уходящего и приточного воздуха, кДж/кг (определяется по диаграмме $I-d$).

Далее прежде всего рассмотрим вопрос энергосбережения в системе с позиции обеспечения функционального назначения приточной вентиляции, учитывая, что одним из спосо-

бов снижения энергетических затрат в современных системах кондиционирования воздуха в помещениях гражданских объектов является рационализация режимов охлаждения приточного воздуха [4]. Поэтому оценим, в какой мере это может быть реализовано в нашем случае.

В приточном аппарате защиты воздушной среды помещения энергия в итоге расходуется на обеспечение на рабочем месте необходимой температуры воздуха t_{pz} . Как указывалось ранее, здесь летом требуется охлаждение приточного воздуха с помощью кондиционера-воздухоохладителя, функциональными характеристиками которого в режиме прямотока являются температура охлаждённого воздуха t_o /она равна t_{np} в формуле (5)/, подача воздуха L_o /равна L_{np} в формуле (2)/, полная холодопроизводительность Q_o и потребляемая мощность N_o . При этом, когда охлаждение воздуха осуществляется без его осушения, имеет место только холодопроизводительность Q_o^a по отведённой явной теплоте. В этом случае она определяется по формуле [7]:

$$Q_o^a = c_p \rho_o L_o (t_n - t_o),$$

где: ρ_o – плотность воздуха при температуре t_o , кг/м³; t_n – температура наружного воздуха, °C.

Здесь L_o определяется по выражению аналогичному (2):

$$L_o = \frac{Q_{изб}}{c_p \rho_o (t_{pz} - t_o)},$$

где: $t_{pz} = t_{yx}$ в формуле (2).

Подставив (5) в (4), получим выражение:

$$Q_o^a = \frac{Q_{изб} (t_n - t_o)}{t_{pz} - t_o}.$$

По этой формуле, на первый взгляд, можно заключить, что Q_o^a снизится, если возрастёт разница $\Delta t_1 = t_{pz} - t_o$ за счёт увеличения глубины охлаждения t_o приточного воздуха. Однако при этом возрастёт и перепад $\Delta t_2 = t_n - t_o$ что приведёт к увеличению Q_o^a .

Для оценки взаимного влияния Δt_1 и Δt_2 по соотношению $\Delta = (t_n - t_o) / (t_{pz} - t_o)$ на величину Q_o^a проведём следующий расчёт, например, для условий г. Ташкента при $t_n = 35,7$ °C по таблицы 2 и при $t_{pz} = 29$ °C по таблице 1 для непостоянного рабочего места при выполнении работы средней тяжести. В этом случае $\Delta t_3 = t_n - t_{pz}$ составит 6,7 °C, т.е. не более допустимой величины в 8 °C по ГОСТ Р 50993-96. Что же касается величины t_o , то в практике кондиционирования воздуха [9] для исключения простудных заболеваний человека перепад $\Delta t_{ac} = t_{pz} - t_o$ должен быть ограничен. Так принимают t_o ниже t_o на 2 °C при непосредственной раздаче воздуха на человека, на 4...6 °C – при удалении от него на 2,5 м и на 6...8 °C – на удалении 4 м. Реально в рассматриваемых производственных помещениях это удаление достигает 2...4 м, в связи с чем в нашем случае можно принять $\Delta t_{ac} = 6$ °C, но не более 8 °C. Тогда в первом варианте получим:

$$\Delta_1 = (35,7 - 23) / (29 - 23) = 2,12.$$

Вместе с тем, как отмечалось, по рекомендации [6] целесообразно увеличить температуру t_{pz} и принять её значение равным 33 °C по ГОСТ 12.1.005-88 и ГОСТ 12.2.120-88. Тогда, приняв $\Delta t_{ac} = 8$ °C для второго варианта будем иметь:

$$\Delta_2 = (35,7 - 25) / (33 - 25) = 1,34,$$

В этом случае при отношении $\Delta_1 / \Delta_2 = 1,58$ холодопроизводительность Q_o^a аппарата может быть соответственно снижена. Следовательно, с точки зрения энергосбережения целе-

сообразно принимать на непостоянных рабочих местах расчётную температуру t_{pz} по предельно допустимому значению. Кроме этого, с позиции энергосбережения, система должна оцениваться с учётом холодильного коэффициента, величина которого зависит от типа аппарата, в котором осуществляется охлаждение приточного воздуха [7]:

$$\eta_f = Q_i / N_i ,$$

где: N_o – потребляемая мощность при холодопроизводительности Q_o .

Так, например, по данным [9] для реальных стационарных приточных хладоновых кондиционеров с воздушным обдувом конденсатора величина холодильного коэффициента составляет $\eta_f = 1,4 \dots 1,6$, а для кондиционеров мобильных машин – $\eta_f = 0,9 \dots 1,4$. В то же время согласно [4] даже для климатических условий г. Москвы у адиабатных водоиспарительных воздухоохладителей величина этого коэффициента составляет не менее $\eta_f = 5$, а для аппаратов двухступенчатого косвенно -прямого водоиспарительного охлаждения она может достигать $\eta_f = 9,8$, причём с повышением температуры обрабатываемого воздуха величина η_f возрастает. Кроме того, в орошаемой насадке таких установок одновременно с охлаждением воздуха может осуществляться высокоэффективная его очистка от твёрдых и газообразных вредных примесей [9, 10].

В части стратегического направления энергосбережения в системах ВОК [4] необходимо учитывать указание СНиП [6] о том, что применение хладоновых кондиционеров, относящихся к искусственным источникам холода, следует предусматривать, если нормируемые параметры микроклимата не могут быть обеспечены с помощью установок водоиспарительного охлаждения. При этом выбор источника холода должен быть экономически обоснован. Например, хладоновый кондиционер требуется в условиях жаркого влажного климата, когда на постоянных рабочих местах необходимо обеспечить так называемую «комфортную» температуру (порядка 22 °С по таблице 1), вследствие чего процесс охлаждения воздуха должен сопровождаться его осушением, а полная холодопроизводительность Q_n принимается при подаче L_{np} , определяемой по формуле (3) по разности энтальпий приточного и уходящего воздуха. В нашем случае осушение приточного воздуха не требуется, и как показано выше, нормируемая t_{pz} на уровне предельно допустимой для непостоянных рабочих мест может быть обеспечена, причём по данным [4, 9–11] это осуществимо с помощью энергосберегающих водоиспарительных охладителей, для чего в нашей стране создана соответствующая материальная база [12].

Вместе с тем, в отличие от стационарных объектов самоходные машины работают в условиях повышенной запылённости наружного воздуха. Особенно это характерно для сельскохозяйственных тракторов, что обусловлено следующим.

При выполнении агротехнических операций при контакте движителей ходовой системы тракторов и рабочих органов сельхозмашин с почвой образуется ярусное пылевое облако, достигающее до крыши кабины. Это при отсутствии достаточно эффективной пылезащиты приточной вентиляции приводит к превышению запылённости воздуха кабины против $ПДК_{pz}$.

Другой важный фактор, также приводящий к указанному явлению – это комки почвы, грязь и пыль, заносимые оператором в кабину на обуви и одежде, учитывая, что он покидает её и вновь возвращается 10 – 15 раз за смену [13]. В результате на полу кабины накапливаются комки, которые затем измельчаются обувью оператора, превращаясь в пыль, которая поднимается в воздух кабины потоком приточного воздуха.

Уменьшить количество вносимой в кабину пыли, например, путём изменения формы обуви или очистки её и одежды при входе в кабину нереально. Поэтому здесь единственным практически осуществимым способом является использование энергии потока приточного воздуха путём его подачи сверху в сторону пола, где необходимо выполнить перфорации (отверстия) для удаления поднимаемой с него пыли наружу, т.е. осуществить эксфильтрацию

запыляемого воздуха. При этом суммарная площадь таких отверстий в панели пола, характеризующаяся эквивалентным диаметром, выбирается из условия обеспечения в кабине нормируемого избыточного давления воздуха.

Необходимо отметить ещё одну положительную сторону эксфильтрации воздуха через панель пола. Дело в том, что значительный тепловой поток в кабину поступает от солнечной радиации. При этом теплопритоки через потолок кабины составляет относительно незначительную долю в общих теплопоступлениях, поскольку зачастую на крыше монтируется солнцезащитный экран, а потолок снабжён теплоизоляцией. С боковых же сторон кабина практически полностью остеклена (исключение составляют элементы каркаса и непрозрачные панели в нижней её части. Солнечная радиация, проходя в кабину через стёкла, воздействует на пол и указанные непрозрачные панели в её нижней части, нагревает их, что в свою очередь повышает температуру воздуха в этих местах, а затем и на рабочем месте в целом. Следовательно, необходимо снизить указанное негативное воздействие на микроклимат кабины, и в этом плане путём инфильтрации воздуха возможно блокировать этот источник теплопоступлений в кабину, поскольку подогреваемый поток воздуха сразу будет удаляться в атмосферу.

Проведённые исследования на примере хлопководческого трактора [13] показали, что использование указанного технического приёма, реализующего, по существу, принцип «вытесняющей вентиляции» с применением модели водоиспарительного воздухоохладителя модели СНМ-1 унифицированного типажа [9] с подачей охлаждённого, очищенного от пыли воздуха в количестве $650\text{--}670\text{ м}^3/\text{ч}$ даёт следующее. При наружной температуре воздуха $34,4\text{--}41,4\text{ }^\circ\text{C}$ и запылённости $136\text{--}180\text{ мг}/\text{м}^3$ норматив по температуре и относительной влажности на рабочем месте выполняется. При этом перепад температуры воздуха по объёму кабины составлял $2,4\text{ }^\circ\text{C}$ (допускается $4\text{ }^\circ\text{C}$), подвижность воздуха в зоне дыхания была $1,2\text{--}1,3\text{ м}/\text{с}$ (допускается $1,5\text{ м}/\text{с}$), запылённость воздуха равнялась $2\text{--}2,8\text{ мг}/\text{м}^3$ (допускается $4\text{ мг}/\text{м}^3$ по таблице 3), избыточное давление воздуха в кабине поддерживалось на уровне $30\text{--}43\text{ Па}$ (должно быть не ниже 10 Па). Таким образом, эффективность указанного варианта технологии защиты воздушной среды в кабине самоходной машины подтверждена.

Литература

1. Техника и технология защиты воздушной среды: Учеб. пособие для вузов / В.В. Юшин, В.М. Попов, П.П. Кукин и др. – М.: Высш. шк., 2005.
2. Графкина М.В., Нюнин Б.Н., Михайлов В.А. Безопасность жизнедеятельности: учебник. – М.: ФОРУМ; ИНФРА, 2013.
3. Кокорин О.Я. Современные системы кондиционирования воздуха. – М.: Изд-во физ.-мат. лит., 2003.
4. Кокорин О.Я. Энергосберегающие технологии функционирования систем вентиляции, отопления, кондиционирования (систем ВОК). – М.: Проспект, 1999.
5. Графкина М.В., Михайлов В.А., Иванов К.С. Экология и экологическая безопасность автомобиля: учебник. – М.: ФОРУМ, 2009.
6. Строительные нормы и правила. Отопление, вентиляция и кондиционирование. СНиП 2.04.05-91*. – М.; Минстрой России, ГЦ ЦПП, 1994.
7. Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В. Кондиционирование воздуха и холодо-снабжение: Учеб. для вузов / Под ред. В.Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1985.
8. Охрана окружающей среды: Учеб. для вузов / С.В. Белов, Ф.А. Барбинов, А.Ф. Козьяков и др. Под ред. С.В. Белова. – М.: Высш. шк., 1991.
9. Михайлов В.А., Шарипова Н.Н. Средства нормализации микроклимата и оздоровления воздушной среды в кабинах тракторов/ Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: МГТУ «МАМИ», 2002.
10. Шарипов В.М., Михайлов В.А., Шарипова Н.Н. Климатическая комфортабельность колесных и гусеничных машин. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH

& Co. KG, 2011.

11. Михайлов В.А., Шарипова Н.Н. Инновация в конструкции водоиспарительных охладителей воздуха в тракторных кабинах // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 4.
12. Кокорин О.Я., Дерипасов А.М. Отечественное оборудование для создания систем вентиляции и кондиционирования воздуха: Каталог. – М.: Каталог, 2002.
13. Михайлов В.А., Нодиров Ш.К. Нормализация микроклимата и снижение концентрации пыли в кабинах хлопководческих тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1995. – № 5.

Учёт потерь мощности в дифференциальном механизме при проектировании многопоточных комбинированных энергоустановок

Рябев А.В.

Университет машиностроения,
ryabev-alexander@ya.ru

Аннотация. В статье рассматривается вопрос учёта потерь мощности в суммирующих планетарных рядах, используемых в конструкциях многопоточных комбинированных энергетических установок, известных также как Power-Split или PGHP. Предложена методика определения этих потерь.

Ключевые слова: комбинированные энергетические установки, гибридные автомобили, автомобили с КЭУ, суммирующие планетарные ряды, дифференциальные механизмы, многопоточные передачи, Power-Split, PGHP, THS.

Среди гибридных автомобилей особое место занимают автомобили с трансмиссией, называемой в зарубежных источниках Power-Split или PGHP (Planetary Gear Hybrid Powertrain). Классический пример – трансмиссия автомобиля Toyota Prius, известная под аббревиатурой THS (Toyota Hybrid System). Она показана на рисунке 1.

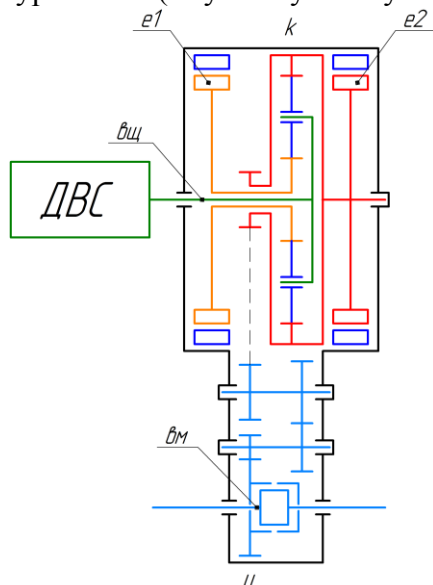


Рисунок 1. Гибридная схема Тойоты

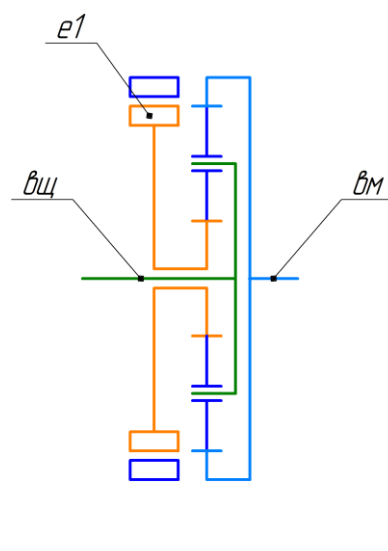


Рисунок 2. Суммирующий ТДМ многопоточной КЭУ

Основой этой схемы является суммирующий планетарный ряд, водило которого соединено с коленчатым валом ДВС (показаны зелёными линиями), солнечная шестерня – с синхронной электрической машиной e1 (оранжевые линии на схеме), а эпициклическая шестерня – со второй электрической машиной e2 (красные линии) и ведомым валом трансмиссии (голубые линии). Если поддерживать частоту ведущего вала постоянной, то можно добиться изменения угловой скорости ведомого вала за счёт изменения частоты вращения электромашины e1. Тем самым можно плавно регулировать передаточное число трансмиссии. В зави-