

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-626787>

Оригинальное исследование



Методология проектирования климатической системы для нового семейства унифицированных кабин комбайнов

В.В. Масленский, Ю.И. Булыгин, А.В. Павликов

Донской государственный технический университет, Ростов-на-Дону, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Проектирование климатической системы кабины комбайна — сложный и многоэтапный процесс, включающий в себя комплекс задач. Для их решения инженер-конструктор должен обладать знаниями и навыками в различных областях, начиная с теплотехнических расчетов и заканчивая методиками проведения экспериментальных исследований и компьютерным моделированием, на что требуется большое количество интеллектуальных и временных ресурсов. Поэтому задача создания унифицированной методологии проектирования климатической системы кабины комбайна является весьма актуальной.

Цель исследования. Целью настоящей работы является разработка климатической системы для унифицированной кабины зерноуборочного и кормоуборочного комбайна. Проектируемая климатическая система предназначена для создания комфортного микроклимата в кабине комбайна для 2-х человек в условиях летнего и зимнего режима эксплуатации.

Материалы и методы. Рассматривается методология расчета и выбора климатической системы кабины комбайна, включающая в себя разработку методики инженерных расчетов и математическое моделирование термодинамических и вентиляционных процессов в кабине.

Результаты. Определены основные параметры: теплопритоки и теплопотери для кабины зерноуборочного и кормоуборочного комбайна, которые составили 2,8 и 2,2 кВт для зерноуборочного комбайна; 2,9 и 2,35 кВт для кормоуборочного комбайна; необходимый расход воздуха, подаваемый в кабину для обеспечения комфортной температуры — 740 м³/ч; процент рециркуляции воздуха из условий отсутствия запотевания и создания избыточного давления в кабине — 75%; холодо- и теплопроизводительность климатической системы с учетом условий эксплуатации комбайна — 7,8 и 6,3 кВт соответственно. Осуществлен подбор основного оборудования климатической системы для унифицированной кабины для нового семейства унифицированных кабин комбайнов — испаритель-отопитель BUHLER 1000 MFWD; компрессор Valeo TM16.

Заключение. Спроектированная в соответствии с представленной методикой климатическая система позволит обеспечить комфортную температуру воздуха в кабине в пределах 22–24 °С при различных режимах эксплуатации комбайна в различных регионах. Кроме того, параметры климатической системы исключат запотевание стекол кабины и за счет созданного избыточного давления — проникновение внутрь запыленного воздуха.

Ключевые слова: комбайн; климатическая система; инженерный расчет; проектирование; компьютерное моделирование.

Как цитировать:

Масленский В.В., Булыгин Ю.И., Павликов А.В. Методология проектирования климатической системы для нового семейства унифицированных кабин комбайнов // Тракторы и сельхозмашины. 2024. Т. 91, № 4. С. 466–477. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-626787>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-626787>

Original Study Article

The HVAC system engineering method for a new family of unified cabins of combine harvesters

Viktor V. Maslensky, Yury I. Bulygin, Alexander V. Pavlikov

Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: Designing a combine harvester cabin climate system is a complex and multi-stage process that includes solving a set of tasks. To solve them, a design engineer must have knowledge and skills in various fields, starting with thermal engineering calculations and ending with experimental research methods and computer modeling, which requires a large amount of intellectual and time resources. Therefore, the task of creating a unified method of engineering of combine harvester cabin HVAC system is highly relevant.

AIM: Development of the HVAC system for a unified cabin of a grain harvester and a forage harvester. The designed HVAC system is purposed to create a comfortable microclimate in the cabin of the combine for 2 people in summer and winter operating conditions.

METHODS: The methodology of calculation and selection of the combine harvester cabin HVAC system, which includes the development of engineering calculation methods and mathematical modeling of thermodynamic and ventilation processes in the cabin, is considered.

RESULTS: The main parameters were determined: heat intakes and heat losses for the grain harvester and forage harvester cabins, which amounted to 2.8 and 2.2 kW for the grain harvester, 2.9 and 2.35 kW for the forage harvester; the required air flow rate supplied to the cabin to ensure a comfortable temperature — 740 m³/h; the percentage of air recirculation regarding the conditions of absence of fogging and creation of excessive pressure in the cabin — 75%; the cooling and heating capacity of the HVAC system, taking into account the operating conditions of the combine, are 7.8 and 6.3 kW respectively. The selection of the main equipment of the HVAC system for a unified cabin for a new family of unified cabins of combines — the BUHLER 1000 MFWD evaporator-heater and the Valeo TM16 compressor are chosen.

CONCLUSION: The HVAC system designed in accordance with the presented methodology is capable of ensuring a comfortable cabin air temperature in the range of 22–24 °C at various operating modes of the combine harvester in different regions. In addition, the HVAC system parameters eliminate fogging of the cabin windows and the penetration of dusty air inside due to the created excessive pressure.

Keywords: combine harvester; HVAC system; engineering calculation; design; computer modeling.

To cite this article:

Maslensky VV, Bulygin Yul, Pavlikov AV. The HVAC system engineering method for a new family of unified cabins of combine harvesters. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2024;91(4):466–477. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-626787>

Received: 12.02.2024

Accepted: 13.04.2024

Published online: 01.09.2024

ВВЕДЕНИЕ

При проектировании климатической системы кабины комбайна (КСКК) приходится решать множество сложных многоэтапных и комплексных задач [1–5]. Кроме разработки инженерных методик расчета, выполненных в Excel, и верификации расчетов по экспериментальным данным испытаний необходимо решать ряд научных задач, связанных с конечно-элементным моделированием вентиляции с использованием современного программного обеспечения ANSYS.

Правильный выбор основного оборудования климатической системы также зависит от технологии привязки (адаптации) разработанной инженерной методики к техническим характеристикам оборудования поставщиков, полученным в различных (отличающихся от КСКК) условиях испытаний. В настоящей статье представлена методология проектирования климатической системы на примере новой кабины комбайна САВ 3, отражается краткое содержание методики расчета и обсуждаются полученные результаты.

Анализ достижений и обзор публикаций по рассматриваемой проблеме показал, что корректный выбор климатической системы основывается в первую очередь на расчете теплообмена кабины оператора, в том числе предполагает использование различных методов.

Были выявлены следующие методы и методики:

1. Экспериментальный метод с проведением замеров параметров. Например, в работе [6] для получения значения суммарного теплопритока в кабину необходимо измерить разность температур снаружи и внутри кабины сначала при выключенном обогревателе известной мощности, а потом при включенном.
2. Инженерный расчет. Приближенная методика определения суммарного теплопритока, характеризующегося коэффициентом теплопередачи различных поверхностей в процессе конвективного и лучистого теплообмена [7]. Более подробно данная методика представлена в [1, 4].
3. Математическое моделирование тепломассообмена и переноса. Сложный метод, использующий математический подход и системный анализ теплового режима кабины. Параметры микроклимата в кабине описываются системой дифференциальных уравнений [8].
4. Компьютерное моделирование. Наиболее распространенный подход в современных научных исследованиях, позволяющий производить трехмерное моделирование нестационарных процессов тепломассопереноса и последующий анализ физических явлений посредством применения современного программного обеспечения (ANSYS, NX CAE и др.).

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И ТРЕБОВАНИЯ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ КСКК

Исходные данные и требования к проектированию КСКК были сформулированы техническими специалистами

ООО «КЗ «Ростсельмаш»» (г. Ростов-на-Дону). Была предоставлена информация по размерам и материалам стенок кабин комбайнов зерноуборочного ЗУК и кормоуборочного КУК. Теплоизоляционные свойства материалов кабин принимались из СП 50.13330.2012 «Тепловая защита зданий» или по данным поставщиков.

Площади поверхностей элементов кабин определялись по 3D моделям кабин. Данные по толщинам и видам стенок кабин выбирались либо по 3D моделям и чертежам спроектированных элементов, либо по аналогии с действующими кабинами, с учетом их многослойности, где это не было спроектировано на момент проведения расчета.

Параметры наружного воздуха принимались согласно условиям эксплуатации комбайнов: для летнего режима температура наружного воздуха составляет до + 45 °С, относительная влажность воздуха $\varphi = 30\%$; для зимнего режима — до – 20 °С, $\varphi = 80\%$. Максимальная интенсивность солнечной радиации 950 Вт/м². КСКК должна работать с частичным режимом рециркуляции воздуха в кабине. Величину рециркуляции необходимо рассчитать из условия отсутствия запотевания стекол кабины.

Параметры внутреннего воздуха в кабине должны быть в пределах диаграммы эффективных температур по ГОСТ ИСО 14269-2-2003 при максимальных летом и минимальных зимой условиях эксплуатации.

Учитывая сложность и многофакторность задачи исходные данные по размерам и материалам стенок кабин были внесены в инженерные файлы расчета (Excel) и могут быть откорректированы при внесении изменений при последующем проектировании системы. Одновременно это автоматизирует процедуры расчетов и снижает трудоемкость проектировщика.

Для достижения заданных выше показателей необходимо придерживаться определенного алгоритма, представленного ниже по этапам:

1. Расчет теплопритоков и определение параметров и количества подаваемого воздуха в кабины.
2. Расчет и подбор основных элементов системы кондиционирования кабин комбайна с учетом запыленности воздуха и загрязнения теплообменного оборудования.
3. Составление схемы обработки воздуха и определение тепловых нагрузок на основное оборудование кондиционеров с учетом рециркуляции воздуха.
4. Расчет и подбор основного оборудования системы кондиционирования для кабин комбайна с учетом длины хладопроводов.
5. Создание методики выбора оборудования климатической системы, адаптированной к техническим характеристикам оборудования поставщиков и условиям проведенных ими протокольных испытаний.
6. Разработка математической модели тепломассопереноса и расчета термодинамических параметров в полноценной 3D модели кабины на основе конечно-элементного метода, выполненная в программном обеспечении ANSYS.

7. Процедура верификации расчетов по экспериментальным данным, основанная на сравнении расчетов по инженерной методике, результатов конечно-элементного моделирования вентиляции кабины и проведенных испытаний климатической системы специалистами ООО «КЗ «Ростсельмаш»» и производителями отдельных элементов системы.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК И ПОТЕРЬ НА КАБИНУ КОМБАЙНА

Расчету теплопритоков и теплопотерь кабины комбайна САВ 3 авторами было уделено ранее значительное внимание [9–11]. Из анализа результатов расчетов следует, что наибольшее значение теплопритоков для летнего режима происходит от солнечной радиации и составляет 1393,2 Вт. Рекомендуемые методики расчета либо по методу П.Ю. Гамбурга (с использованием коэффициентов затенения), либо по [12]. Так же большей долей является трансмиссионный теплоприток равный 914,1 Вт, меньшее значение занимают эксплуатационные теплопритоки. Для зимнего режима все основные теплопотери занимает трансмиссионный теплоприток. Полученные данные необходимы для определения расхода воздуха и нагрузки на теплообменное оборудование, для расчета выбираем наибольшее значение при скорости наружного воздуха 2,7 м/с (10 км/ч).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОГО РАСХОДА ВОЗДУХА, ПОДАВАЕМОГО В КАБИНУ

Расход воздуха, необходимый для ассимиляции избытков теплоты и снижения температуры до оптимальных + 24 °С, определяется из теплового баланса кабины, согласно формуле:

$$L = \frac{\sum Q}{\rho \cdot c \cdot \Delta t_p}, \quad (1)$$

где Q — тепловая нагрузка на кабину, кВт; ρ — плотность воздуха, кг/м³; c — удельная теплоёмкость воздуха, Дж/(кг·К); Δt_p — допустимая рабочая разность температур, равная 10 °С.

Допустимая рабочая разность температур Δt_p была выбрана исходя из рекомендаций для воздуха, подаваемого в рабочую зону, с корректировками разницы, основываясь на экспериментальных данных ООО «КЗ «Ростсельмаш»» по температуре воздуха на выходе из дефлекторов комбайнов, действующих в летнее время. Так как схемой кондиционирования воздуха в кабине комбайна не предусмотрено изменение расхода воздуха для разных режимов, необходимо определить требуемую температуру горячего воздуха на выходе из дефлекторов для зимнего режима. Исходя из расхода

воздуха для летнего режима, преобразуем формулу (1) к виду:

$$t_{\text{нар}} = \frac{\sum Q}{c \cdot L} + t_k, \quad (2)$$

где t_k — температура внутреннего воздуха, °С.

Таким образом, чтобы добиться комфортной температуры в кабине 24 °С при расчетных условиях зимнего режима, необходимо подавать 0,227 м³/с воздуха с температурой 31,8 °С.

РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ НА ИСПАРИТЕЛЬ И ОТОПИТЕЛЬ КАБИНЫ

Далее определим точку смеси рециркуляционного и приточного воздуха по правилу смешения, пользуясь следующей формулой:

$$t_c = \frac{L_p \cdot t_p + L_n \cdot t_n}{L_{\text{об}}}, \quad (3)$$

где L_p , L_n — расход рециркуляционного и приточного воздуха, м³/с; t_p , t_n — температура рециркуляционного и приточного воздуха, °С, $L_{\text{об}}$ — общий расход воздуха, м³/с.

Таким образом, температура смешения для летнего режима и 75 % рециркуляции в кабине составит 29,3 °С; для зимнего режима при той же степени рециркуляции — 13 °С.

Для расчета тепловых нагрузок определим тепловлажностные отношения и построим $i-d$ диаграммы процессов для двух режимов, на которых указаны параметры узловых точек (рис. 1 и 2).

Величину тепловлажностного отношения для летнего и зимнего периода определим по формуле:

$$\varepsilon_n = \frac{\sum Q_a}{\sum W} + i_w, \quad (4)$$

где $\sum Q_a$ — суммарный приток явной теплоты, кДж/ч;

$\sum W$ — суммарный расход влаги, обмененной в процессе изменения состояния воздуха, кг/ч; i_w — удельная энтальпия водяных паров ($i_w = 2500$). Для летнего режима величина ε_n составила 29684 Дж/кг; для зимнего режима 21917 Дж/кг.

Тепловая нагрузка на испаритель в режиме рециркуляции:

$$Q_0 = L_n \cdot \rho \cdot (i_c - i_n), \quad (5)$$

где i_c , i_n — удельные энтальпии смешанного и приточного воздуха.

По результатам расчета тепловая нагрузка на испаритель составила 6 кВт. Однако, с учетом режима

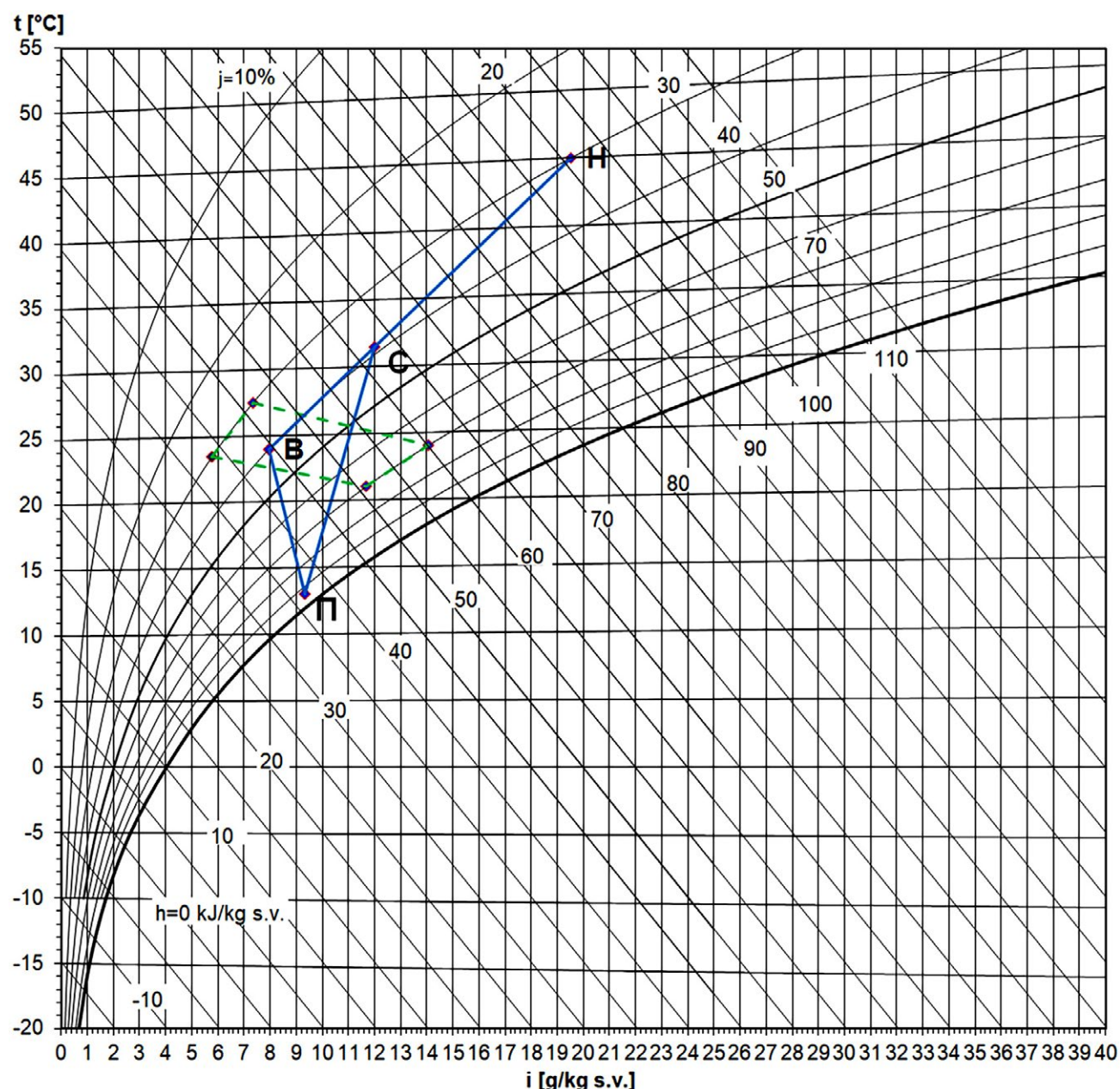


Рис. 1. Процесс изменения состояния воздуха в i - d диаграмме для летнего режима.

Fig. 1. The process of changing the air condition in the i - d diagram for the summer conditions.

рециркуляции, степени загрязнения и коэффициента, компенсирующего потерю давления на возвратной линии в компрессор, тепловая нагрузка на испаритель вырастет на 30% по сравнению с определенной по формуле (5) и составит 7,8 кВт. Нагрузка на отопитель при аналогичном расчете составила 6,3 кВт.

Оценка влияния загрязнения пылью теплопередающих поверхностей оборудования КСКК на определение тепловой нагрузки испарителя и отопителя (коэффициент 1,3) в полной мере отражена в [13].

Все вышеуказанные расчеты производились по условиям эксплуатации в очень жарком и сухом климате (Казахстан, Узбекистан) при температуре окружающего воздуха +45 °C и влажностью 30%.

Далее по описанной выше методике был произведен расчет тепловой нагрузки на испаритель для других регионов эксплуатации, согласно климатическим сводкам по этим регионам (СП 131.13330.2020 «СНиП 23-01-99* Строительная климатология»):

1. Краснодарский край, жаркий и влажный климат с температурой окружающего воздуха +37 °C и влажностью 67%;
2. Амурская область, жаркий и очень влажный климат, с температурой окружающего воздуха +35 °C и влажностью 80%.

Что касается зимнего режима, указан вполне реальный показатель наружной температуры и влажности для любого региона.

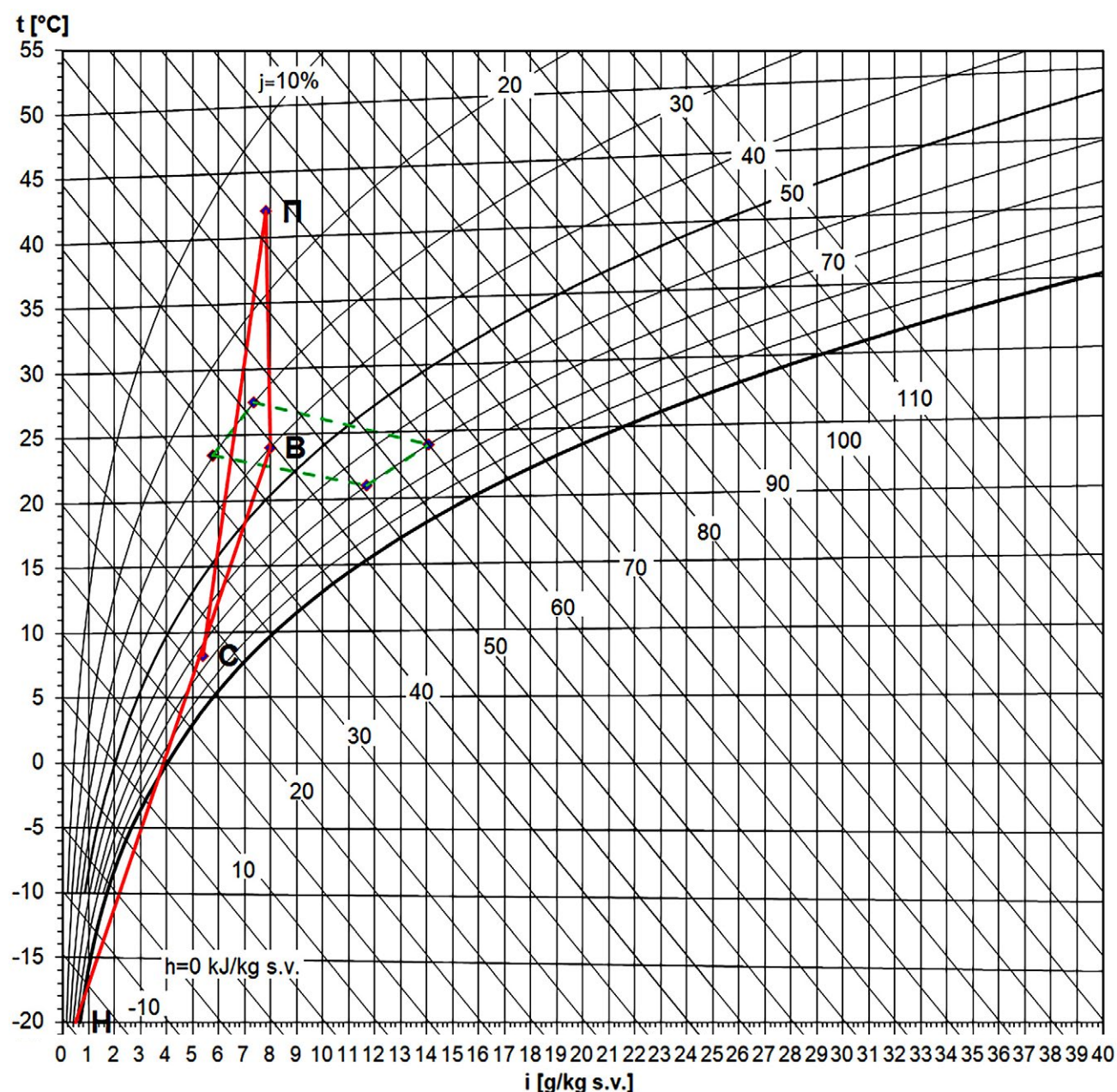


Рис. 2. Процесс изменения состояния воздуха в i - d диаграмме для зимнего режима: H — состояние наружного воздуха; B — состояние воздуха внутри кабины; C — состояние смеси рециркуляционного и наружного воздуха; Π — состояние приточного воздуха.
Fig. 2. The process of changing the air condition in the i - d diagram for the winter conditions: H — the state of the outdoor air; B — the state of the air inside the cabin; C — the state of the mixture of recirculating and outdoor air; Π — the state of the supply air.

В табл. 1 указаны конечные расчетные данные по всем регионам для летнего режима.

РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛА СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ КАБИНЫ КОМБАЙНА

Расчет и подбор основных компонентов холодильного оборудования (компрессор, конденсатор) производился на основании уже имеющихся экспериментальных данных, наработанных ООО «КЗ «Ростсельмаш»

совместно с заводом кондиционеров «Август». Рабочие параметры холодильного цикла по экспериментальным данным представлены в табл. 2. Главной особенностью уже имеющихся исследований являются потери давления на контуре всасывания, нагнетания и в теплообменных аппаратах, а также температуры кипения, нагнетания, перегрева, переохлаждения. По экспертной оценке специалистов ООО «КЗ «Ростсельмаш» такие же потери давления и рабочие температуры будут и в новой системе для кабины САВЗ, поэтому составление цикла для подбора основного оборудования будет строиться

Таблица 1. Итоговые расчеты тепловых нагрузок для летнего режима**Table 1.** Final calculations of heat loads for the summer conditions

Регион	Тепловая нагрузка на кабину, кВт	Необходимый расход воздуха в кабину, м ³ /ч	Тепловая нагрузка на испаритель с рециркуляцией 75%, кВт	Тепловая нагрузка с учетом коэффициента 1,3, кВт
Казахстан, Узбекистан	2,8	817	6	7,8
Краснодарский край	2,4	688	6	7,8
Амурская область	2,2	656	5,9	7,6

Таблица 2. Параметры узловых точек теоретического цикла ХМ с R134a согласно p-i диаграммы и испытаниям**Table 2.** Parameters of nodal points of the theoretical cycle of a cooling machine with the R134a according to the p-i diagram and tests

	1'	1	2	2'	3'	3	4
p, МПа	0,345	0,28	1,69	1,6	1,6	1,52	0,345
t, °C	4,72	15	60,24	57,94	57,94	52,94	4,72
T, К	277,87	288,15	333,39	328,15	331,09	326,09	278,15
i, кДж/кг	402,49	412,63	429,66	428,73	282,49	275,0649	275,0649
v, м ³ /кг	0,061572	0,079619	0,013276	0,014045	—	—	0,022

на основании действующих экспериментальных наработок холодильных контуров комбайнов ООО «КЗ «Ростсельмаш»».

Первым делом обозначим выбор основных рабочих параметров системы (давление конденсации и давление кипения, перегрев, переохлаждение). Согласно рекомендациям [12, 13], а также по имеющимся экспериментальным наработкам, давление кипения фреоновой холодильной машины для охлаждения воздуха принимают 5 °C. Давление конденсации на 10 °C выше температуры окружающего воздуха, что для выбранных расчетных условий данной методики является 55 °C. Потери давления, температура перегрева, переохлаждения взяты из имеющихся исследований действующих холодильных контуров системы и указаны в узловых точках.

Выбор компрессора был произведен из модельного ряда автомобильных компрессоров «Valeo», которые поставляются на действующие климатические установки комбайнов ООО «КЗ «Ростсельмаш»». Согласно техническим характеристикам компрессоров Valeo рекомендуемая температура конденсации при кипении в испарителе составляет от 55 до 67 °C, что не противоречит рекомендациям [14, 15]. Однако, следует понимать, что производительность компрессора в зависимости от оборотов муфты дается производителем при условиях 10 °C перегрева и 5 °C переохлаждения без потери давления в контуре холодильной машины в реальных условиях. Поэтому вторым важным фактором составления холодильного цикла идет именно учет данных потерь с корректировкой необходимой частоты компрессора по сравнению со стандартной, заявленной производителем. Ниже обозначена методика расчета холодильного цикла с учетом реальных условий уже имеющихся испытаний холодильных контуров.

Обозначим рабочие параметры холодильного цикла из испытаний, проведенных на действующем холодильном контуре комбайна на заводе кондиционеров «Август» в условиях, приближенных к реальным.

Удельная массовая холодопроизводительность холодильного агента составила 127,43 кДж/кг согласно формуле:

$$q_0 = i_1 - i_4. \quad (6)$$

Удельная теплота сжатия в компрессоре, определенная по формуле:

$$L_i = i_2 - i_1, \quad (7)$$

будет равна 17,03 кДж/кг.

Удельная тепловая нагрузка на конденсатор достигнет значения 147,17 кДж/кг и рассчитывается согласно:

$$q_k = i_2 - i_3. \quad (8)$$

Массовый расход агента для отвода тепла согласно следующей формуле

$$M_T = \frac{Q}{q_0}, \quad (9)$$

составит 0,0612 кг/с.

Требуемая теоретическая объемная производительность компрессора была составила 0,008 м³/с согласно расчетной формуле:

$$V_T = \frac{M_T \cdot v_1}{\lambda}, \quad (10)$$

где v_1 — удельный объем всасываемого пара, м³/кг; λ — коэффициент подачи компрессора.

На основании полученного значения V_T , а также согласно рекомендаций по частоте вращения компрессора, была подобрана марка компрессора «Valeo TM16», технические характеристики которого представлены в табл. 3.

Таблица 3. Технические характеристики компрессора «Valeo TM16»

Table 3. Technical specification of the Valeo TM16 compressor

Параметр	Значение
Тип компрессора	Сальниковый
Марка	Valeo TM16
Объем, описываемый поршнями, см ³ /об	163
Диаметр цилиндра, см	3,6
Ход поршня, см	2,67
Число цилиндров, шт	6
Частота вращения, об/мин	6000

Согласно рекомендациям по работе компрессора [13], наилучшим условием его работы является, частота вращения муфты 3100 об/мин, поэтому значение рабочего объема цилиндра на выбранной частоте, равное 0,008 м³/с, было вычислено согласно следующей зависимости:

$$V_p = \frac{0,7854 \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot z}{1000}, \quad (11)$$

где D — диаметр цилиндра, см; S — ход поршня, см; n — частота вращения коленчатого вала, 1/с; z — количество цилиндров.

Полученный расход равен теоретическому, что говорит о возможности обеспечения холодопроизводительности испарителя 7,8 кВт при частоте вращения муфты на 3100 об/мин, а также о верном выборе компрессора. Данные результаты требуют проверки и дополнительных испытаний, т.к. при уменьшении давления всасывания требуемая объемная производительность системы возрастает, требуя увеличения частоты вращения компрессора.

Действительный массовый расход хладагента в компрессоре по формуле (10) составил 0,0615 м³/с.

Действительная холодопроизводительность компрессора, вычисленная по формуле (9) составила 7,83 кВт.

Все условия справедливы при потере давления на всасывании не более 1 Бар, при увеличении данной потери необходимо увеличения частоты вращения компрессора, что в свою очередь будет подтверждено стендовыми испытаниями на заводе кондиционеров «Август».

МЕТОДИКА ПОДБОРА КОМПОНЕНТОВ КСКК

После того, как была определена мощность основных рабочих компонентов системы кондиционирования, был произведен запрос на завод кондиционеров «Август» о необходимости предоставления компонентов с мощностью согласно расчетной.

ИСПАРИТЕЛЬ-ОТОПИТЕЛЬ

Заводом кондиционеров «Август» был предложен испаритель-отопитель и предоставлены расчеты холодопроизводительности, теплопроизводительности в соответствии с рассчитанными по данной методике параметрам. Результаты расчетов испарителя-отопителя указаны в табл. 4, 5.

Из расчетов, предоставленных заводом кондиционеров «Август» по испарителю и отопителю, можно заключить, что расхода воздуха, перепада температур, холодопроизводительности, теплопроизводительности достаточно для обеспечения условий охлаждения и отопления согласно данной методики, но как и с любыми расчетами, необходимо подтверждение в реальных условиях эксплуатации, т.к. расчеты заводом кондиционеров «Август» предоставлены при определенных стандартных условиях расчета. В таком случае необходимо составить методику испытания, подтверждающую расчеты испарителя и отопителя до установки компонентов на комбайн, с максимальными приближениями к реальным условиям работы КСКК и только после этого устанавливать комплект на комбайн.

КОМПРЕССОР

При определении необходимой объемной производительности компрессора и частоты вращения его муфты были приняты реальные условия эксплуатации для систем серийных комбайнов, но так же как и с испарителем, необходимо подтверждение расчетов при стендовых испытаниях в условиях, приближенных к реальным, где по снятым рабочим параметрам реально производится оценка работы системы. Главным критерием эффективности КСКК будет обеспечение должного баланса системы при требуемом перепаде температур и расходе воздуха и вращении муфты компрессора.

КОНДЕНСАТОР

Заводом производителем климатического оборудования «Август» был предложен серийный конденсатор, характеристики которого согласно расчетам по данной методике и расчету «Август» (см. табл. 5) вполне обеспечивают теплоотвод в нужном количестве, что так же необходимо в последующем подтвердить стендовыми испытаниями.

Таблица 4. Результаты расчетов испарителя-отопителя BUHLER 1000 MFWD
Table 4. Results of the calculations of the BUHLER 1000 MFWD evaporator-heater

Температура, влажность воздуха на входе	Расход воздуха	Температура, влажность воздуха на входе	Производительность, кВт
Летний режим			
28,2 °C; 60 %	720	13,5 °C; 93,2 %	6,72
	1000	14,8 °C; 91,2 %	8,4
29,3 °C; 65 %	720	14 °C; 95,9 %	7,82
	1000	15,4 °C; 94,1 %	9,79
27,6 °C; 70 %	720	13,6 °C; 97,1 %	7,38
	1000	15 °C; 95,6 %	9,23
Зимний режим			
-20 °C; 85 %	720	8 °C; 8 %	7,84
	1000	4,7 °C; 10 %	9,62
2 °C; 85 %	720	23 °C; 21,3 %	5,44
	1000	20,6 °C; 24,7 %	6,7
20 °C; 50 %	720	47 °C; 11 %	6,6
	1000	44 °C; 13 %	8,13
8,6 °C; 75 %	1000	27 °C; 23,5 %	6,47

Таблица 5. Результаты расчетов конденсатора
Table 5. Results of calculations of the condenser

Температура конденсации	Переохлаждение/перегрев	Длина, мм	Число труб	Число рядов	Число контуров	Температура, влажность воздуха на входе
55 °C	5	855	24	2	2	40 °C; 50%

ВЕРИФИКАЦИЯ ИНЖЕНЕРНЫХ МЕТОДИК РАСЧЕТА СРЕДСТВАМИ УНИВЕРСАЛЬНОГО ПАКЕТА ANSYS НА ОСНОВЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Как показывает практика, использование современного математического и компьютерного моделирования позволит повысить достоверность выводов проектировщиков и расширить возможности при исследовании процессов.

Для решения поставленных задач была разработана математическая модель тепломассопереноса и произведены расчеты термодинамических параметров и подвижности воздушных потоков в унифицированной кабине ЗУК и КУК. Был выполнен численно-аналитический расчет гидродинамики кабины. Задача решалась в следующей постановке: в качестве граничных условий в явном виде задавались коэффициенты теплопередачи, внешняя температура и солнечная радиация.

В таком виде модель наиболее точно отражает реальное поведение потока воздуха в кабине и может быть использована для расчета любых характеристик и параметров.

Разработанная численная математическая модель позволяет рассчитывать поля искомых характеристик и подбирать необходимые расходы для любой геометрии и граничных условий. В частности, для данной задачи возможно: изменение геометрии и расположения дефлекторов входящего и выходящего воздуха; в каждом дефлекторе задание разного расхода, температуры и направления потока. Например, чтобы часть дефлекторов направляла воздух на лобовое стекло, часть на человека и с разной скоростью, «отслеживать» потоки воздуха в каждой точке объема и «настраивать» распределение потоков в кабине, а также настраивать солнечные потоки для любого расположения и излучения солнца.

На рис. 3 представлены некоторые результаты модельного расчета.

РЕЗУЛЬТАТЫ

По результатам расчета и подбора основного оборудования КСКК для унифицированной кабины САВ 3 на основании вышеописанной методики было определено:

1. На основании исходной информации, в части геометрических размеров и материалов стенок кабин комбайнов, а также внешних климатических условий,

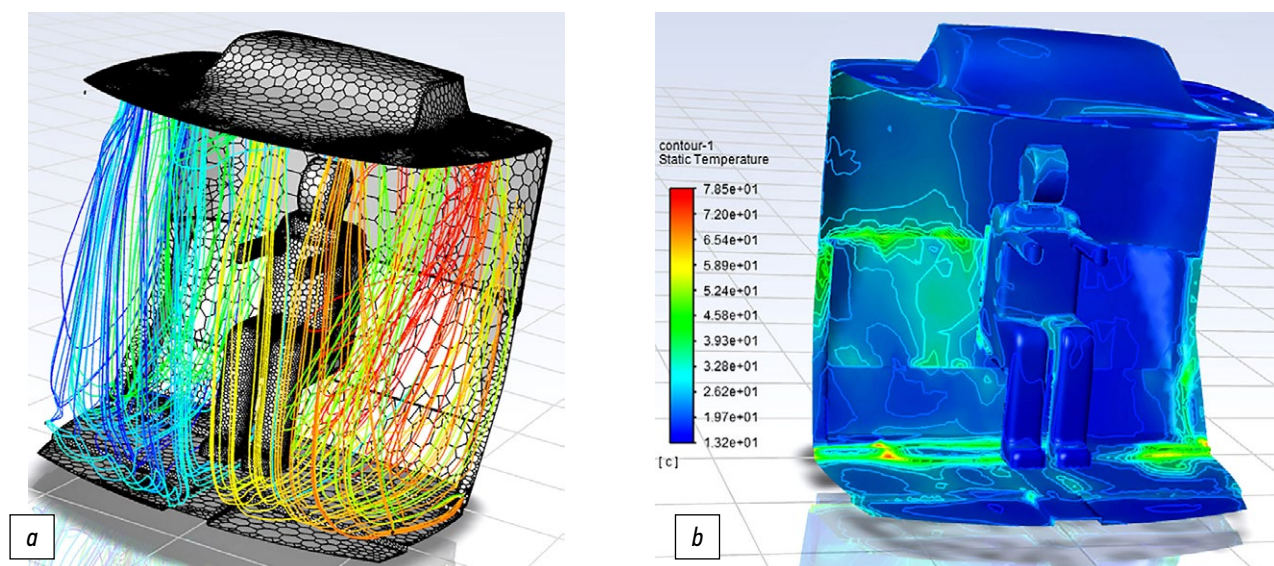


Рис. 3. Результаты компьютерного моделирования параметров микроклимата в кабине при работающей КСКК: *a* — линии тока скоростей; *b* — температура воздуха.

Fig. 3. The results of computer simulation of microclimate parameters in the cabin with the working HVAC system of the combine harvester cabin: *a* — lines of flow rate; *b* — air temperature.

при условии скорости движения воздуха снаружи кабины равным 10 км/ч, были получены следующие расчетные характеристики:

- теплопритоки составили для кабины ЗУК — 2,8 кВт, для КУК — 2,9 кВт,
 - теплопотери для кабины ЗУК — 2,2 кВт, для КУК — 2,35 кВт.
2. Расчетный необходимый расход воздуха, подаваемый в кабину для обеспечения комфортной температуры в 24 °С в кабине составил 817 м³/ч. При последующем математическом моделировании тепломассопереноса при помощи программного пакета ANSYS уточнены параметры по расходу подаваемого воздуха на охлаждение и обогрев и составили 740 м³/ч.
 3. Процент рециркуляции воздуха определен из условий отсутствия запотевания и создания избыточного давления в кабине, и составил 75% рециркуляционного воздуха и подачу в кабину 25% наружного воздуха.
 4. Учитывая условия эксплуатации (запыленность воздуха) КСКК введен поправочный коэффициент $K = 1,3$.
 5. В результате рассчитана холодо- и теплопроизводительность КСКК:
 - холодопроизводительность — 7,8 кВт;
 - теплопроизводительность — 6,3 кВт.
 6. По расчету холодильного цикла определена действительная холодопроизводительность компрессора, определена марка Valeo TM16 при частоте вращения муфты компрессора 3100–3500 об/мин.
 7. Осуществлен расчет конденсатора. Тепловая нагрузка которого составила 12,7 кВт, в условиях холодопроизводительности испарителя 7,8 кВт и давления конденсации 15 Бар.

8. В дальнейшем при подборе климатического оборудования поставщиками должны быть предоставлены теплотехнические расчеты и/или проведены стендовые испытания конкретных агрегатов климат системы при внешних условиях, изложенных в данной методике с подтверждением результатов выходящих параметров по температуре, влажности и расходу воздуха.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате взаимодействия с проектировщиками современных комбайнов ООО «КЗ «Ростсельмаш»» вместе с созданием математической модели газодинамики кабины комбайна была создана конечно-элементная 3D модель кабины (цифровая копия реальной кабины САВ3) и проведено моделирование процессов тепломассопереноса, выполнены расчеты газодинамики и определены термодинамические параметры внутри и на поверхности кабины [13]. Так, например, при моделировании тепломассопереноса при помощи программного пакета ANSYS были уточнены параметры по расходу и температуре подаваемого воздуха на охлаждение и обогрев кабины, что не удавалось сделать в рамках инженерных расчетов [1, 10]. Для этого были проведены серии численных расчетов в режимах зима/лето. Полученные результаты позволили уточнить выбор характеристик оборудования для климатической системы. Также следует отметить тот факт, что качество расчета параметров климатической системы повышается за счет верификации инженерных методик расчета средствами универсального пакета ANSYS на основе конечно-элементного моделирования.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. В.В. Масленский — поиск материалов, формализация идеи статьи, проверка основных расчетов; Ю.И. Булыгин — экспертная оценка, утверждение финальной версии; А.В. Павликов — написание и редактирование текста рукописи, проведение расчетов. Авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Исследование проведено при поддержке ООО «КЗ «Ростсельмаш» (хоздоговор № 2019002734).

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. V.V. Maslensky — analysis of research topic publications, formulation of the article idea, verification of main calculations; Yu.I. Bulygin — expert opinion, approval of the final version of manuscript; A.V. Pavlikov — performing the calculations, writing and editing the text of the manuscript. All authors confirm their authorship compliance with the ICMJE international criteria (all authors made a significant contribution to the conceptualization, research and preparation of the article, read and approved the final version before publication).

Competing interests. The authors declare no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

Funding source. The research and preparation of the publication were carried out with the support of LLC "KZ "Rostselmash" (agreement № 2019002734).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Михайлов М.В., Гусева С.В. Микроклимат в кабинах мобильных машин. М.: Машиностроение, 1977.
2. Родимцев С.А., Гавриченко А.И., Гальянов И.В. и др. Исследования герметичности кабин сельскохозяйственной техники с помощью индикаторных показателей // Вестник НГИЭИ. 2017. № 12 (79). С. 53–63.
3. Гусева С.В. Исследование и улучшение микроклимата в кабине зерноуборочного комбайна: дисс. ... канд. техн. наук. Москва, 1974.
4. Михайлов В.А., Шарипова Н.Н. Средства нормализации микроклимата и оздоровления воздушной среды в кабинах тракторов. Москва: МАМИ, 2002.
5. Babenkov Yu., Ozersky A., Romanov V., et al. Experimental studies of the air conditioning system efficiency in the cab of "TORUM 785" combine harvester // E3S Web of Conferences. 2021. Vol. 273. P. 07001. doi: 10.1051/e3sconf/202127307001
6. Гавриченко А.И., Шаповалов А.Н. Оценка суммарного количества тепла, поступающего в кабину мобильной машины, и эффективности средств ее теплозащиты // Строительные и дорожные машины. 2011. № 2. С. 34–35.
7. Устинов А.С., Савин И.К. Теплотехника. Петрозаводск: ПетрГУ, 2010.
8. Устинов А.С., Питухин Е.А., Савин И.К. Моделирование микроклимата кабины транспортного средства // Вестник МАХ. 2007. № 3. С. 19–22.

9. Масленский В.В. Улучшение условий труда операторов технологических и мобильных машин в условиях нагревающего микроклимата: дисс. ... канд. техн. наук. Ростов-на-Дону, 2021.
10. Булыгин Ю.И., Щекина Е.В., Масленский В.В. Разработка элементов системы нормализации микроклимата в кабине зерноуборочного комбайна TORUM // Безопасность техногенных и природных систем. 2019. № 2. С. 2–12.
11. Месхи Б.Ч., Булыгин Ю.И., Масленский В.В., и др. Оценка терморadiационного режима рабочего места крановщика с целью обоснованного выбора климатической системы кабины металлургического крана // Безопасность труда в промышленности. 2021. № 2. С. 7–14.
12. Богословский В.Н., Пирумов А.И., Посохин В.Н., и др. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1. М.: Стройиздат, 1992.
13. Булыгин Ю.И., Масленский В.В. Расчет и выбор оборудования климатической системы унифицированной кабины для зерноуборочного и кормоуборочного комбайна: отчет НИР (заключ.) Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2020. Пер. № АААА-А20-120021890156-7.
14. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. М.: Книга по Требованию, 2012.
15. Доссат Рой Дж. Основы холодильной техники. М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1984. 520 с.

REFERENCES

1. Mihajlov MV, Guseva SV. *Mikroklimat v kabinah mobil'nyh mashin*. Moscow: Mashinostroenie; 1977. (In Russ.)
2. Rodimcev SA, Gavrichenko AI, Gal'yanov IV, et al. Issledovaniya germetichnosti kabin sel'skhozoyajstvennoj tekhniki s pomoshch'yu indikatornyh pokazatelej. *Vestnik NGIEI*. 2017;12(79):53–63.
3. Guseva SV. Issledovanie i uluchshenie mikroklimata v kabine zernouborochnoho kombajna [dissertation]. Moscow; 1974. (In Russ.)
4. Mihajlov VA, Sharipova NN. *Sredstva normalizacii mikroklimata i ozdorovleniya vozduшной sredy v kabinah traktorov*. Moscow: MAMI; 2002. (In Russ.)
5. Babenkov Yu., Ozersky A., Romanov V, et al. Experimental studies of the air conditioning system efficiency in the cab of "TORUM 785" combine harvester. *E3S Web of Conferences*. 2021. Vol. 273. P. 07001. doi: 10.1051/e3sconf/202127307001

6. Gavrichenko AI, Shapovalov AN. Ocenka summarnogo kolichestva tepla, postupayushchego v kabinu mobil'noj mashiny, i effektivnosti sredstv ee teplozashchity. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*. 2011;2:34–35. (In Russ.)
7. Ustinov AS, Savin IK. *Teplotekhnika*. Petrozavodsk: Izd-vo PetrGU; 2010.
8. Ustinov AS, Pituhin EA, Savin IK. Modelirovanie mikroklimata kabiny transportnogo sredstva. *Vestnik MAH*. 2007;3:19–22. (In Russ.)
9. Maslenskij VV. Uluchshenie uslovij truda operatorov tekhnologicheskikh i mobil'nyh mashin v usloviyah nagrevayushchego mikroklimata [dissertation]. Rostov-on-Don; 2021. (In Russ.)
10. Bulygin Yul, Shchekina EV, Maslenskij VV. Razrabotka elementov sistemy normalizatsii mikroklimata v kabine zernouborochnogo kombajna TORUM. *Bezopasnost' tekhnogennyh i prirodnih sistem*. 2019;2:2–12. (In Russ.)
11. Meskhi BCh, Bulygin Yul, Maslenskij VV, et al. Ocenka termoradiacionnogo rezhima rabocheho mesta kranovshchika

s cel'yu obosnovannogo vybora klimaticheskoy sistemy kabiny metallurgicheskogo krana. *Bezopasnost' truda v promyshlennosti*. 2021;2:7–14. (In Russ.)

12. Bogoslovskij VN, Pirumov AI, Posohin VN, et al. *Vnutrennie sanitarno-tekhnicheskie ustrojstva. V 3. CH. 3. Ventilyaciya i kondicionirovanie vozduha*. Kn. 1. Moscow: Strojizdat; 1992. (In Russ.)

13. Bulygin Yul, Maslenskij VV. Raschet i izbor oborudovaniya klimaticheskoy sistemy unificirovannoj kabiny dlya zernouborochnogo i kormouborochnogo kombajna: otchet NIR (zaklyuch.) DSTU; Rostov-on-Don, 2020. Reg. № AAAA-A20-120021890156-7. (In Russ.)

14. Yavnel' BK. *Kursovoe i diplomnoe proektirovanie holodil'nyh ustanovok i sistem kondicionirovaniya vozduha*. Moscow: Kniga po Trebovaniyu; 2012. (In Russ.)

15. Dossat Roj Dzh. *Osnovy holodil'noj tekhniki*. Moscow: Legkaya i pishchevaya prom-st'; 1984. (In Russ.)

ОБ АВТОРАХ

* Масленский Виктор Валерьевич,

канд. техн. наук,
доцент кафедры «Безопасность жизнедеятельности
и защита окружающей среды»;
адрес: Российская Федерация, 344003, Ростов-на-Дону,
пл. Гагарина, д. 1;
ORCID: 0000-0003-4618-029X;
eLibrary SPIN: 2633-4832;
e-mail: vicleng@yandex.ru

Бulygin Юрий Игоревич,

д-р техн. наук,
профессор кафедры «Безопасность жизнедеятельности
и защита окружающей среды»;
ORCID: 0000-0003-0644-7412;
eLibrary SPIN: 3720-4160;
e-mail: bulyur_rostov@mail.ru

Павликов Александр Владимирович,

ассистент кафедры «Безопасность жизнедеятельности
и защита окружающей среды»;
ORCID: 0000-0002-5227-9635;
eLibrary SPIN: 5847-5001;
e-mail: sanya.pavlikov@mail.ru

AUTHORS' INFO

* Viktor V. Maslensky,

Cand. Sci. (Engineering),
Associate Professor of the Life Safety
and Environmental Protection Department;
address: 1 Gagarin square, 344003 Rostov-on-Don,
Russian Federation;
ORCID: 0000-0003-4618-029X;
eLibrary SPIN: 2633-4832;
e-mail: vicleng@yandex.ru

Yury I. Bulygin,

Dr. Sci. (Engineering),
Professor of the Life Safety and Environmental
Protection Department;
ORCID: 0000-0003-0644-7412;
eLibrary SPIN: 3720-4160;
e-mail: bulyur_rostov@mail.ru

Alexander V. Pavlikov,

Assistant of the Life Safety and Environmental
Protection Department;
ORCID: 0000-0002-5227-9635;
eLibrary SPIN: 5847-5001;
e-mail: sanya.pavlikov@mail.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author