

УДК 614.87

DOI 10.23947/2541-9129-2019-2-2-12

РАЗРАБОТКА ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ
НОРМАЛИЗАЦИИ МИКРОКЛИМАТА В
КАБИНЕ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО
КОМБАЙНА TORUM*Булыгин Ю. И., Щекина Е. В.,
Масленский В. В.*

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

bulyur_rostov@mail.run1923@donpac.ruvictor.maslensky@yandex.ru

Исследованы условия труда оператора комбайна. Выявлено, что ведущими профессиональными вредностями работника являются неблагоприятные параметры микроклимата. На основании анализа теплового состояния кабины комбайна при летнем и зимнем режиме работы предложена система нормализации микроклимата, для которой определены основные функциональные характеристики — холодо- и теплопроизводительность. По результатам расчета установлена взаимосвязь между указанными характеристиками и рабочей скоростью движения комбайна. Компьютерное моделирование тепломассопереноса в условиях активной вентиляции кабины позволяет получить более детальную картину формирования потоков движения воздуха и температуры в рабочей зоне оператора и рекомендовать меры теплозащиты.

Ключевые слова: сельское хозяйство, комбайн, охрана труда, микроклимат, вредные факторы, климатическая система.

Введение. Сельское хозяйство — один из наиболее перспективных и быстро прогрессирующих видов экономической деятельности в России. Находясь на втором месте в мире по экспорту пшеницы и являясь рекордсменом по уборке урожая зерновых, сельское хозяйство обеспечивает занятостью всего 9 % россиян. В связи с этим данная отрасль экономики отличается относительно низким процентом лиц, работающих под воздействием опасных и вредных факторов (29,6 %) [1], что не должно было бы представлять значительной проблемы с точки зрения охраны труда. Однако некоторые виды сельскохозяйственных работ, например, комбайновая уборка зерновых культур, характеризуется повышенным уровнем техносферных опасностей. Рассмотрим их более подробно.

UDC 614.87

DOI 10.23947/2541-9129-2019-2-2-12

DEVELOPMENT OF MICROCLIMATE
NORMALIZATION SYSTEM ELEMENTS
IN THE CABIN OF TORUM GRAIN
HARVESTER*Bulygin Yu. I., Shchekina E. V.,
Maslenskiy V. V.*

Don state technical University, Rostov-on-Don,
Russian Federation

bulyur_rostov@mail.run1923@donpac.ruvictor.maslensky@yandex.ru

The working conditions of the combine operator are investigated. It is revealed that the leading occupational hazards of the worker are microclimate adverse parameters. Based on the analysis of the harvester cabin thermal state during summer and winter operation, a system of microclimate normalization is proposed, for which the main functional characteristics — cold and heat capacity — are determined. According to the calculation results, the relationship between these characteristics and the operating speed of the combine is established. Computer modelling of heat and mass transfer in the conditions of active ventilation of the cabin allows us to get a more detailed picture of the formation of streams of air movement and temperature in the working area of the operator and to recommend measures of thermal protection.

Keywords: agriculture, harvester, labor protection, microclimate, harmful factors, climate system.

Процесс уборки зерновых культур с использованием комбайнов включает в себя следующие операции: срезание растения, его обмолот, отделение зерна от вороха и других примесей [2]. При выполнении данных работ оператор комбайна подвергается влиянию комплекса вредных факторов, таких как:

- акустические и вибрационные факторы;
- факторы трудового процесса (тяжесть, напряженность);
- световая среда;
- микроклимат;
- химический фактор и пыль.

Вышеприведенные профессиональные вредности при продолжительном контакте способствуют возникновению патологий органов дыхания, зрения, слуха, сердечно-сосудистой системы и опорно-двигательного аппарата, которые в дальнейшем могут привести к потере трудоспособности либо, при отсутствии своевременной диагностики и лечения, к летальному исходу [3]. Усугубляется воздействие вредных факторов ещё и тем, что оператор комбайна находится в замкнутом ограниченном объеме кабины (всего 2–4 м³). Именно поэтому важно не допускать или минимизировать их вредное воздействие на работника путем разработки инженерных систем защиты.

Для профилактики профессиональных заболеваний у оператора комбайна необходима система технических средств, уменьшающих вредное воздействие и, как следствие, риск ущерба здоровью. Современные комбайны располагают большинством подобных приспособлений. К примеру, снижение шума в кабине комбайна зачастую достигается путем применения акустического экрана, размещенного между кабиной и двигателем. Экран изготавливается из стального листа толщиной 1 мм и покрывается по краям со стороны двигателя звукопоглощающим слоем толщиной 10–15 мм. Акустическая эффективность такого экрана не превышает 7 дБ. В целях снижения более интенсивного шума используются глушители [4]. Теплопритоки в кабину комбайна от двигателя и трансмиссии снижаются за счет выполнения ее в виде цельной капсулы с отделением от моторного отсека и трансмиссии. Такой конструктивный прием совместно с виброизоляцией кабины обеспечивает не только тепловую защиту оператора, но и снижение уровней шума и вибрации.

Достижение комфортного для оператора комбайна уровня естественной освещенности в кабине не представляет большого труда и осуществляется за счет тонирования стекол. В результате этого они приобретают свойство отражать солнечные лучи.

Тонирование стекол кабины комбайна является также пассивным средством тепловой защиты, применяемым наряду с изоляцией стенок. Впрочем, данных средств защиты зачастую оказывается недостаточно при создаваемой разнице температур внутри и снаружи кабины в 20–25°C. Поэтому воздух в кабине дополнительно охлаждается до оптимальной температуры системой вентиляции либо кондиционирования. При этом создаваемое вентилятором или кондиционером избыточное давление обеспечивает непопадание в кабину запыленного и загрязненного воздуха [5].

Постановка цели и задач. Цель исследования — рассчитать основные элементы климатической системы для кабины зерноуборочного комбайна TORUM.

Задачи:

- 1) Определить теплопритоки и теплопотери, а также параметры и количество подаваемого в кабину воздуха с учетом диапазона рабочих скоростей комбайна. При этом необходимо учесть, что климатическая система в условиях эксплуатации (летний режим — +45°C, зимний режим — –20°C) должна обеспечить снижение/повышение температуры воздуха в кабине до комфортных на рабочем месте +24°C.

2) Рассчитать основные элементы климатической системы в кабине комбайна — конденсатор системы охлаждения и испарителя системы обогрева воздуха.

3) Оценить эффективность работы климатической системы в целом.

Основная часть. 1) Расчет теплопритоков и теплопотерь был начат с определения значения коэффициента теплопередачи K ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$), зависящего от коэффициента теплопроводности стенки λ ($\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$), ее толщины δ (м) и коэффициента теплоотдачи α ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$) для наружной и внутренней поверхности стенки [6]:

$$K = \frac{1}{\sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_n} + \frac{1}{\alpha_v}} \quad (1)$$

Коэффициент K был определен для четырех типов стенок кабины комбайна: торцевых и боковых стенок, пола и крыши. При этом был учтен тот факт, что почти все стенки, кроме передней торцевой и боковых, имеют многослойную неоднородную структуру за счет изолирующих и облицовочных материалов.

Коэффициент α для наружной поверхности стенки был рассчитан исходя из диапазона рабочих скоростей движения комбайна U (м/с) и длины его кабины l (м):

$$\alpha_n = 15 + \frac{3U}{l^{0,2}} \quad (2)$$

Для внутренней поверхности стенки коэффициент α был принят по рекомендациям [7] равным $10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Исходные данные к расчету и результаты расчета представлены в таблице 1.

Таблица 1

Исходные данные к расчету и результаты расчета коэффициента K

№ п/п	Тип стенки	Материал слоя	λ , $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	δ , м	Коэффициент K , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, при скорости движения комбайна U , км/ч		
					0	10	20
1	Пол	сталь	47	0,002	1,76	1,83	1,87
		войлок	0,04	0,015			
		резиновый коврик	0,16	0,004			
2	Крыша	сталь	47	0,002	1,82	1,89	1,92
		войлок	0,04	0,015			
		кожа облицовочная	0,15	0,002			
3	Задняя торцевая стенка	сталь	47	0,002	1,82	1,89	1,92
		войлок	0,04	0,015			
		кожа облицовочная	0,15	0,002			
4	Передняя торцевая стенка	стекло	0,85	0,005	5,56	6,67	7,14
5	Боковые стенки	стекло	0,85	0,005	5,56	6,67	7,14

В целях идентификации путей поступления в кабину теплопритоков и их дальнейшего расчета была рассмотрена термодинамическая система, изображенная на рис. 1.

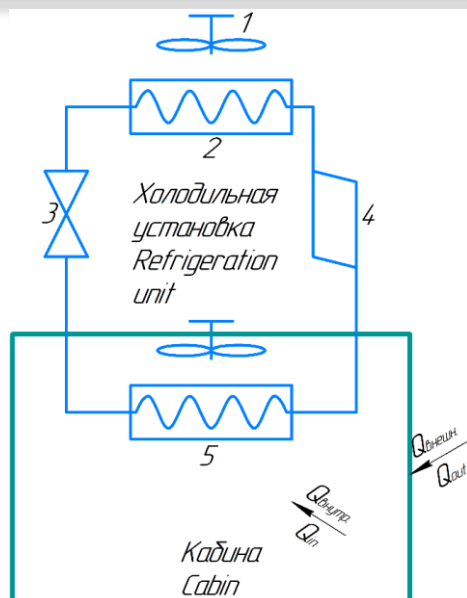


Рис. 1. Термодинамическая система «кабина-холодильная установка»

Назначение основных элементов холодильной установки следующее. Компрессор 4 повышает давление парообразного хладагента — фреона R134a. В конденсаторе 2 фреон, охлаждаясь вентилятором 1, переходит в жидкую фазу при постоянной температуре. Терморегулирующий вентиль 3 служит для понижения давления жидкого хладагента путем дросселирования до давления, при котором фреон кипит в испарителе 5. В испарителе фреон переходит в парообразное состояние, отнимая от окружающей среды (воздух кабины комбайна) скрытую теплоту парообразования. Пары фреона поступают в компрессор. После этого цикл повторяется.

Теплоприток в кабину комбайна, согласно рис. 1, осуществляется от внутренних источников $Q_{\text{внутр}}$ (от оператора и его помощника; от освещения и электрооборудования) и от источников, расположенных снаружи кабины $Q_{\text{внешн}}$ (от наружного воздуха через ограждения и от инфильтрации; от солнечной радиации).

Расчет теплопритоков был произведен в соответствии с формулами:

— через ограждения Q_1 , Вт:

$$Q_1 = \sum K_i \cdot F_i (t_n - t_v), \quad (3)$$

где F_i — площадь стенки кабины, м^2 , была определена по рис. 2; t_n — температура снаружи кабины, $^{\circ}\text{C}$; t_v — температура внутри кабины, $^{\circ}\text{C}$.

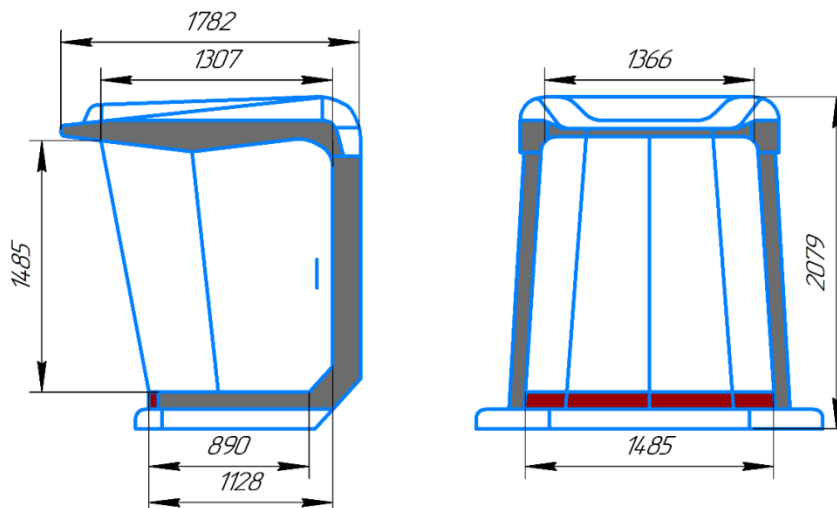


Рис. 2. Геометрические размеры кабины комбайна TORUM

— от инфильтрации Q_2 , Вт:

$$Q_2 = k \cdot Q_1, \quad (4)$$

где k — безразмерный коэффициент, равный 0,3.

— от оператора комбайна и его помощника Q_3 , Вт:

$$Q_3 = q_1 \cdot n, \quad (5)$$

где q_1 — теплоотдача одного человека, равная 117 Вт; n — количество человек в кабине.

— от освещения и электрооборудования теплоприток Q_4 был принят равным 47 Вт [6].

— от солнечной радиации Q_5 , Вт:

$$Q_5 = \frac{A_k \cdot I \cdot K_k \cdot F_k}{\alpha_n} + I \cdot K_{ок} \cdot F_{ок}, \quad (6)$$

где A_k — коэффициент теплопоглощения солнечных лучей крышей кабины, равный 0,5; I — интенсивность солнечной радиации, равная 950 Вт/м²; K_k — коэффициент теплопередачи крыши, Вт/(м²·К); $K_{ок}$ — коэффициент пропускания солнечных лучей стеклами, равный 0,1; F_k и $F_{ок}$ — площади крыши и окон на боковой стенке, м²; α_n — коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности стенки, который был определен по формуле:

$$\alpha_n = 8 + \frac{0,7 \cdot (U+15)}{1^{0,2}}. \quad (7)$$

Результаты расчета отображены в таблице 2.

Таблица 2

Результаты расчета суммарного теплопритока Q_Σ

№ п/п	Вид теплопритока	Значение Q , Вт, при скорости движения комбайна U , км/ч		
		0	10	20
1	Через ограждения Q_1	852,02	989,68	1048,29
2	От инфильтрации Q_2	255,61	296,90	314,49
3	От оператора комбайна и его помощника Q_3	234		
4	От освещения и электрооборудования Q_4	47		
5	От солнечной радиации Q_5	408,39	403,38	397,61
6	Суммарный теплоприток Q_Σ	1797,02	1970,96	2041,39

Количество наружного воздуха, которое необходимо подавать в кабину комбайна для ассимиляции избытков теплоты и снижения температуры до оптимальных +24 °С:

$$G = \frac{Q_\Sigma}{c_p \cdot (t_k - t_{ок})}, \quad (8)$$

где c_p — удельная теплоемкость воздуха, равная 1,01 кДж/(кг·°С); t_k — оптимальная температура воздуха в кабине, °С; $t_{ок}$ — температура охлажденного воздуха, °С, подаваемого непосредственно на человека, была принята равной на 3–5 °С ниже t_k для профилактики простудных заболеваний.

Для оценки работы системы кондиционирования воздуха в кабине комбайна были определены ее основные функциональные характеристики [8]:

— холодопроизводительность Q_0 , кВт:

$$Q_0 = \rho_{ок} G (I_n - I_{ок}), \quad (9)$$

где $\rho_{ок}$ — плотность охлажденного воздуха, кг/м³; I_n и $I_{ок}$ — энтальпия наружного и охлажденного воздуха соответственно, кДж/кг.

— потребляемая механическая мощность N_0 , кВт, была принята равной 2.

— холодильный коэффициент η_0 :

$$\eta_0 = \frac{Q_0}{N_0}. \quad (10)$$

Результаты расчета представлены в таблице 3.

Таблица 3

Результаты расчета основных параметров системы кондиционирования

№ п/п	Параметр	Значение параметра при скорости движения комбайна U, км/ч		
		0	10	20
1	Расход воздуха на охлаждение $G_{ох}$, м ³ /ч	593,08	650,48	673,73
2	Холодопроизводительность Q_o , кВт	4,96	5,44	6,77
3	Потребляемая механическая мощность N_o , кВт	1,8	2	2,1
4	Холодильный коэффициент η_o	2,76	2,72	3,22

Теплопотеря в кабине комбайна осуществляется:

- через ограждения Q_1 , Вт, аналогично формуле (3);
- от инфильтрации Q_2 , Вт, аналогично формуле (4);
- от случайных потерь Q_3 , Вт, была принята по умолчанию равной 0;
- от испарения снега или льда на поверхности кабины Q_4 , Вт:

$$Q_4 = \frac{n \cdot r_n \cdot m_n}{3600}, \quad (11)$$

где n — количество пассажиров; r_n — норма выделения пара на человека; m_n — количество выделяемого человеком пара.

Результаты расчета отображены в таблице 4.

Таблица 4

Результаты расчета суммарной теплопотери Q_{Σ}

№ п/п	Вид теплопотери	Значение Q, Вт, при скорости движения комбайна U, км/ч		
		0	10	20
1	Через ограждения Q_1	1785,18	2073,61	2196,40
2	От инфильтрации Q_2	535,55	622,08	658,92
3	От случайных потерь Q_3	0		
4	От испарения снега или льда на поверхности кабины Q_4	97,22		
5	Суммарная теплопотеря Q_{Σ}	2417,95	2792,91	2952,54

Количество наружного воздуха, которое необходимо подавать в кабину комбайна для повышения температуры до оптимальных +24 °С:

$$G = \frac{Q_{\Sigma}}{c_p \cdot \rho_n (t_n - t_k)}, \quad (12)$$

где ρ_n — плотность нагретого воздуха, кг/м³; t_k — оптимальная температура воздуха в кабине, °С; t_n — температура нагретого воздуха, °С, была принята равной 40–45 °С исходя из гигиенических нормативов.

Для оценки работы системы отопления кабины комбайна была определена ее основная функциональная характеристика – теплопроизводительность $Q_{от}$, кВт, в режиме с полной рециркуляцией [8]:

$$Q_{от} = c_p \cdot \rho_n \cdot G(t_n - t_k), \quad (13)$$

Результаты расчета представлены в таблице 5.

Таблица 5

Результаты расчета основных параметров системы отопления

№ п/п	Параметр	Значение параметра при скорости движения комбайна U, км/ч		
		0	10	20
1	Расход воздуха на отопление $G_{от}$, м ³ /ч	124,69	144,02	152,26
2	Теплопроизводительность $Q_{от}$, кВт	2,42	2,79	2,95

Таким образом, вышеприведенный расчет показал, что такой параметр, как скорость движения комбайна является одним из наиболее влияющих на величину холодо- и теплопроизводительности системы нормализации микроклимата в кабинах самоходных машин. Расчеты показали (рис. 3), что увеличение скорости движения комбайна от 0 до 10 км/ч привело к росту холодопроизводительности на 10 %, а теплопроизводительности — на 15 %. При дальнейшем росте скорости от 10 до 20 км/ч холодопроизводительность увеличивается на 26 %, теплопроизводительность — на 7 %. При этом штатная система кондиционирования комбайна рассчитана на холодопроизводительность не более 5,6 кВт, что недостаточно для обеспечения допустимого микроклимата на рабочем месте комбайнера (рис. 3).

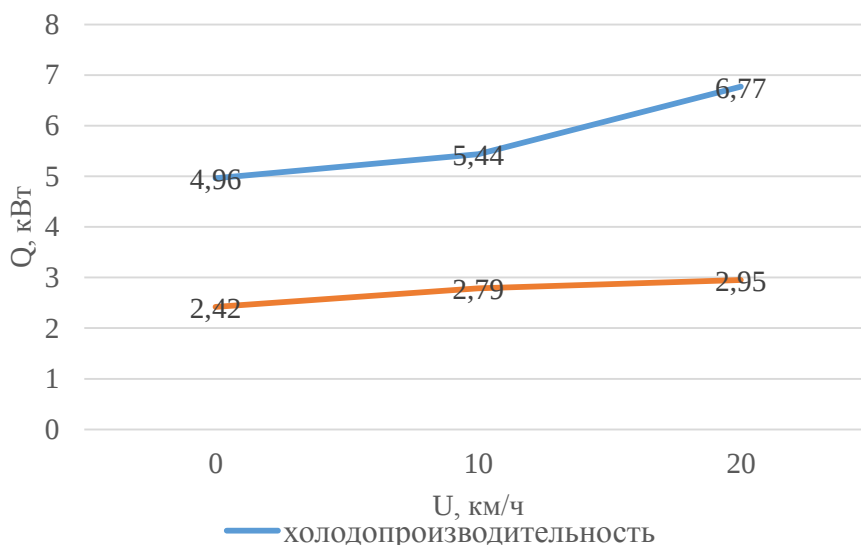


Рис. 3. Графическая зависимость холодо- и теплопроизводительности Q климатической системы от скорости движения U комбайна

2) Расчет конденсатора сводится к определению площади его поверхности F, м²:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \theta_{cp}}, \quad (14)$$

где Q — тепловая нагрузка на конденсатор, Вт; K — коэффициент теплопередачи стенки конденсатора, Вт/(м²·К); θ_{cp} — средняя логарифмическая разность температур, К.

Тепловая нагрузка на воздухоохладитель Q, Вт, равна сумме холодопроизводительности Q_o , Вт, и мощности компрессора N_k , Вт, необходимых для ликвидации избытков тепла:

$$Q = Q_o + N_k. \quad (15)$$

Значение Q при максимальной скорости движения комбайна составило 8,87 кВт.

Коэффициент теплопередачи стенки конденсатора K был рассчитан по формуле (16) и составил 166,67 Вт/(м²·К).

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}} \cdot K_{\text{реб}}}}, \quad (16)$$

где δ — толщина стенки конденсатора, м; λ — коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К); $\alpha_{\text{вн}}$ и $\alpha_{\text{нар}}$ — коэффициент теплоотдачи хладагента внутри конденсатора и воздуха снаружи, Вт/(м²·К); $K_{\text{реб}}$ — степень ребристости конденсатора.

Средняя логарифмическая разность температур $\theta_{\text{ср}}$, К была определена исходя из температур наружного и охлажденного воздуха $t_{\text{нар}}$ и $t_{\text{ох}}$, °С, и температуры конденсации хладагента $t_{\text{к}}$, °С, принятой равной на 8°С выше $t_{\text{нар}}$ [9]:

$$\theta_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{нар}} - t_{\text{ох}}}{\ln \frac{t_{\text{к}} - t_{\text{ох}}}{t_{\text{к}} - t_{\text{нар}}}}; \quad (17)$$

Значение $\theta_{\text{ср}}$ составило 37,5 °С.

Площадь поверхности конденсатора в соответствии с формулой (14) равна 1,42 м².

Расчет испарителя также сводится к определению площади его поверхности F , м²:

$$F = \frac{Q}{K \cdot [T_{\text{к}} - (T_{\text{нар}} - T_{\text{нар}})/2]}, \quad (18)$$

где Q — тепловая нагрузка на испаритель, Вт; K — коэффициент теплопередачи стенки испарителя, Вт/(м²·К); $T_{\text{нар}}$ — температура нагретого воздуха, К.

Тепловая нагрузка на испаритель Q равна теплопроизводительности системы отопления и составила 2950 Вт.

Коэффициент теплопередачи стенки испарителя K был выбран равным 40,71 Вт/(м²·К) [10], учитывая рекомендуемую скорость движения пара хладагента по трубке испарителя, равную 5,9 м/с.

Площадь поверхности испарителя в соответствии с формулой (18) составляет 1,39 м².

3) Для получения более детальной картины воздействия неблагоприятного микроклимата на оператора было проведено моделирование теплового состояния кабины комбайна при помощи системы оптимизации инженерных расчетов — ANSYS, а именно подключаемого модуля Fluid Flow (CFX), позволяющего получать качественные модели гидрогазодинамических систем.

Исходными данными для моделирования стали результаты расчетов теплового баланса кабины комбайна. Результаты моделирования представлены на рис. 4–7.

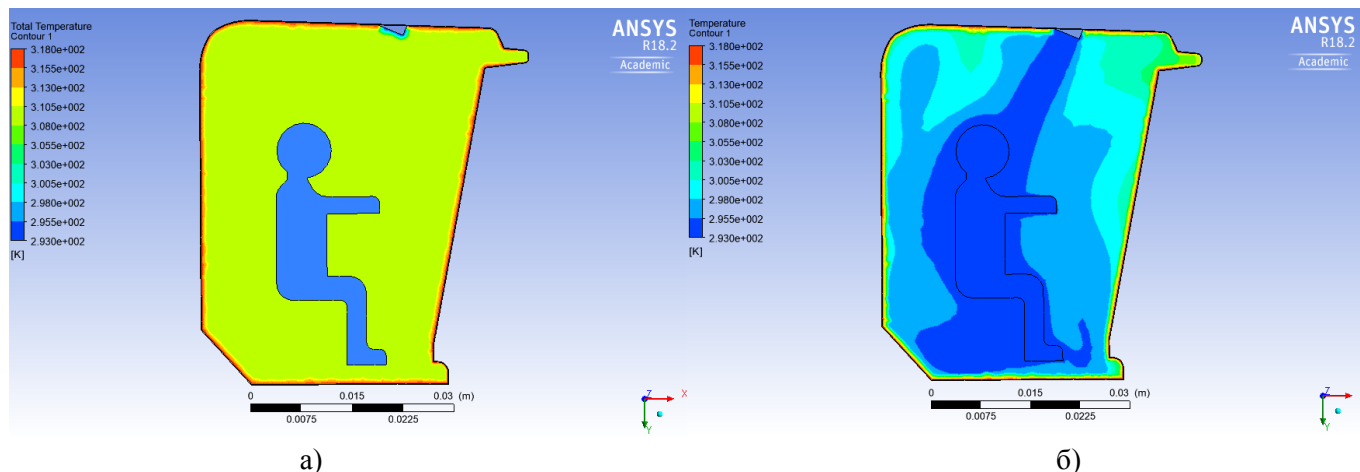


Рис. 4. Профиль температуры воздуха в кабине комбайна при летнем режиме работы без климатической системы (а); с работающей климатической системой (б)

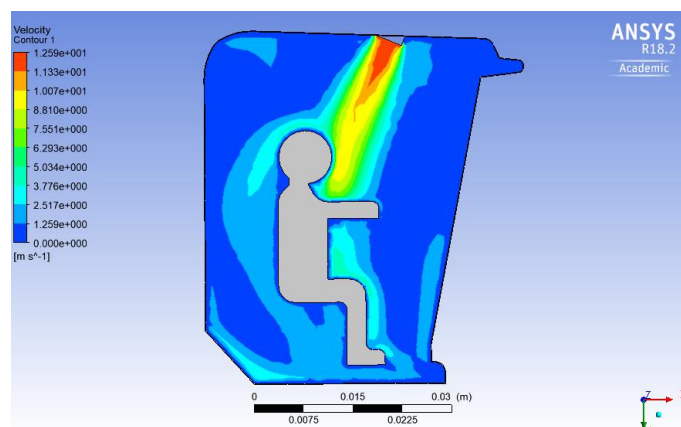


Рис. 5. Профиль скорости движения воздуха в кабине комбайна при летнем режиме работы с работающей климатической системой

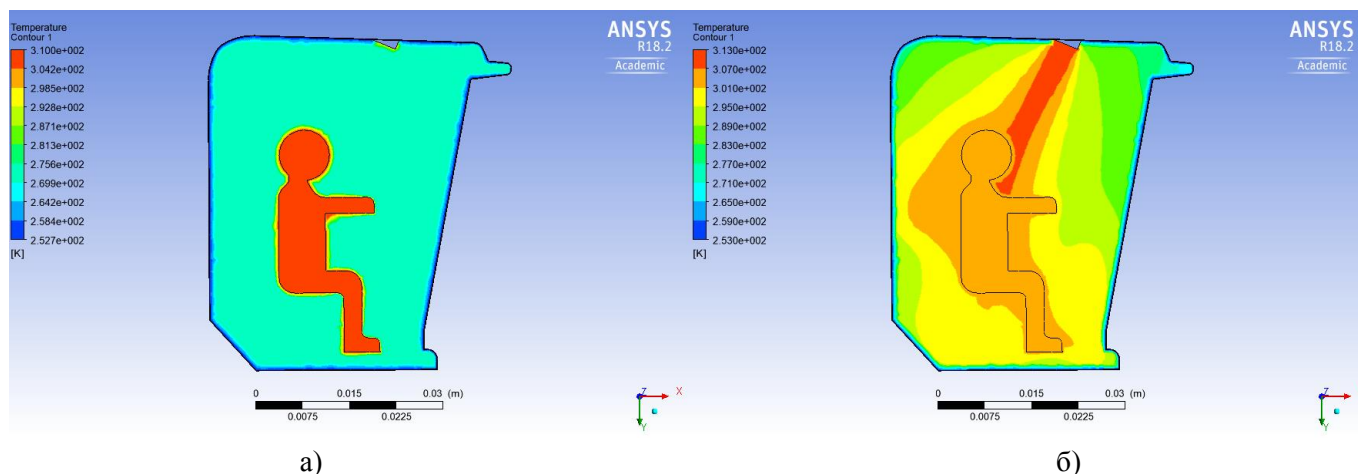


Рис. 6. Профиль температуры воздуха в кабине комбайна при зимнем режиме работы без климатической системы (а); с работающей климатической системой (б)

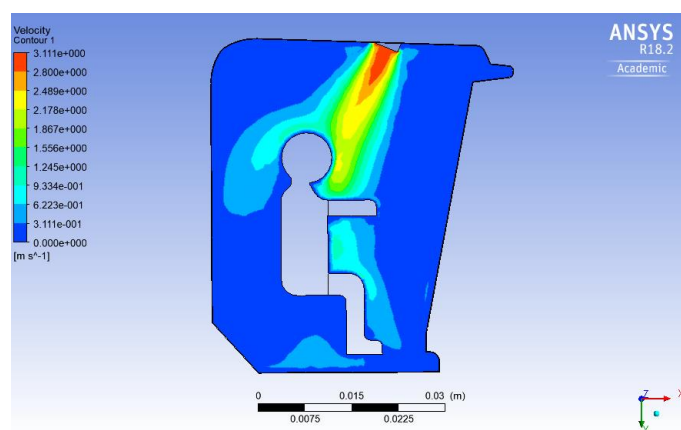


Рис. 7. Профиль скорости движения воздуха в кабине комбайна при зимнем режиме работы с работающей климатической системой

Как видно из результатов расчетов (рис. 4–7), работа выбранной климатической системы является эффективной, поскольку обеспечивает комфортные температуры воздуха в кабине комбайна при различных режимах (в разные периоды года) не превышающие +24 °С.

Заключение

1. Выполнен приближенный инженерный расчет теплопритоков и теплопотерь по известной методике [6], определены параметры и количество подаваемого в кабину воздуха, получены значения площадей поверхности основных элементов системы нормализации микроклимата.

2. Компьютерное моделирование тепломассопереноса в условиях активной вентиляции кабины позволяет получить более детальную картину формирования потоков движения воздуха и температуры в рабочей зоне оператора и рекомендовать меры теплозащиты.

3. Для обоснованного и окончательного выбора основного оборудования системы кондиционирования для кабины комбайна TORUM планируется в дальнейшем:

— составить схему обработки воздуха;

— определить тепловые нагрузки на основное оборудование кондиционеров с учетом рециркуляции воздуха;

— произвести расчет и подбор основного оборудования системы кондиционирования для кабин комбайна с учетом длины хладопроводов;

— выполнить расчет и подбор основного оборудования системы кондиционирования кабин комбайна, при использовании в системе компрессора переменной производительности Denso 7SBU16C.

Библиографический список.

1. Труд и занятость в России. 2017 : стат. сб. / под ред. К. Э. Лайкам. — Москва : Росстат. — Москва, 2017. — 261 с.

2. Солнцев, В. Н. Механизация растениеводства. Учебник / В. Н. Солнцев, А. П. Тарасенко, В. И. Оробинский [и др.]. — Москва : ИНФРА-М, 2017. — 383 с.

3. Масленский, В. В. Прогнозирование профессионального риска ущерба здоровью работающих в контакте с ведущими вредными факторами литейного производства / В. В. Масленский, Ю. И. Булыгин, Е. В. Щекина // Экология и безопасность в техносфере : современные проблемы и пути решения : сб. тр. Всероссийской науч.-практ. конф. молодых ученых, аспирантов и студентов. — Томск : Изд-во ТПУ, 2018. — С. 305–309.

4. Месхи, Б. Ч. Улучшение условий труда операторов комбайнов за счет снижения шума и вибрации : дис. канд. тех. наук / Б. Ч. Месхи. — Ростов-на-Дону, 1999. — 132 с.

5. Гусева, С. В. Исследование и улучшение микроклимата в кабине зерноуборочного комбайна : дис. канд. тех. наук / С. В. Гусева. — Москва, 1974. — 170 с.

6. Теплотехника : учеб.-метод. пособ. / А. С. Устинов, И. К. Савин. — Петрозаводск : Изд-во ПетрГУ, 2010. — 20 с.

7. СанПиН 4616–88. Санитарные правила по гигиене труда водителей автомобилей / утв. Постановлением санитарного врача СССР от 05.05.1988 № 4616–88. — Сб. важнейших официальных материалов по санитарным и противоэпидемическим вопросам. — Т.1, Ч.2. — Москва, 1991.

8. Михайлов, В. А. Средства нормализации микроклимата и оздоровления воздушной среды в кабинах тракторов : учеб. пособ. / В. А. Михайлов, Н. Н. Шарипова. — Москва : МАМИ, 2002. — 90 с.

9. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ : справ. / под ред. С. Н. Богданова. 4-е изд., перераб. и доп. — Санкт-Петербург : СПбГАХИТ, 1999. — 320 с.

10. Внутренние санитарно-технические устройства / под ред. И. Г. Старовойтова. 2-е изд., перераб. и доп. — Москва : Стройиздат, 1977. — 502 с.



Поступила в редакцию 05.05.2019

Сдана в редакцию 06.05.2019

Запланирована в номер 05.06.2019

Об авторах:

Булыгин Юрий Игоревич,

профессор кафедры «Безопасность жизнедеятельности и защита окружающей среды» Донского государственного технического университета (РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), доктор технических наук,

bulyur_rostov@mail.ru

Щекина Екатерина Викторовна,

доцент кафедры «Безопасность жизнедеятельности и защита окружающей среды» Донского государственного технического университета, (РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1) кандидат технических наук, профессор,

n1923@donpac.ru

Масленский Виктор Валерьевич,

магистрант кафедры «Безопасность жизнедеятельности и защита окружающей среды»

Донского государственного технического университета, (РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1),

victor.maslensky@yandex.ru