

УДК 629.36

## ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА

**В. Е. ТАРАСЕНКО, А. И. ЯКУБОВИЧ, А. И. БОБРОВНИК***Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», г. Минск***С. В. ГОЛОД***Республиканское унитарное предприятие «Минский тракторный завод», Республика Беларусь*

### Введение

Реализация Государственной программы возрождения и развития села, стратегия развития на 2005–2010 гг., базирующиеся на комплексной механизации и автоматизации технологических процессов в АПК, использовании современных технологий и постоянном внедрении в производство прогрессивных методов и средств возделывания сельскохозяйственных культур, требуют безотказной работы агрегатов и систем тракторной техники. Особая роль при этом отводится разработке энергонасыщенных высокопроизводительных мобильных тракторных агрегатов, ориентированных на энергосберегающие технологии, которые при высокой производительности обеспечивали бы требуемое качество работ в оптимальные агротехнические сроки.

Эффективность систем охлаждения (СО) сельскохозяйственных тракторов при эксплуатации в различных климатических условиях и при переменных нагрузочных режимах, пути ее повышения являются недостаточно изученной областью знаний. Возникает необходимость в разработке научных подходов и конструкторских решений, способствующих обеспечению заданного температурного режима СО дизеля, совершенствованию существующих конструкций жидкостного и воздушного контуров, а также технических средств, позволяющих обеспечивать температурный режим СО дизеля [1].

Серийное исполнение СО дизеля трактора «БЕЛАРУС-3022» и его модификаций не позволяло обеспечить его работу при повышенной температуре окружающей среды и нагрузках, близких к максимальным. Это касается компоновки элементов СО в ограниченном по габаритам воздушном контуре, использовании общей поверхности охлаждения радиаторов, жидкостного и воздушного теплоносителей, высоких требований к энергозатратам на привод вентиляторной установки (ВУ). При работе на максимальной мощности, повышенной температуре окружающей среды (ОС) температурный режим СО двигателя приобретает неустойчивый характер, что в конечном счете приводит к остановке тракторного агрегата [2]. Вероятность загрязнения сердцевин радиатора в процессе выполнения сельскохозяйственных операций в совокупности с высокими значениями температуры ОС делают работу тракторного агрегата в весенне-летний период сопряженной с остановками по причине срабатывания системы защиты от теплового разрушения двигателя, что проявляется в снижении производительности тракторного агрегата.

Это явилось основанием для проведения комплекса работ по исследованию СО трактора «БЕЛАРУС-3022ДВ» с дизелем International DTA 530E (1-308) / DDC S 40E, изучения литературных источников и патентных документов по данной проблеме,

рассмотрения конструкций СО моделей тракторов этого диапазона мощности зарубежных производителей, проведения работ по совершенствованию СО [1]–[4].

### Теплоотдача от поверхности блок-картера потоку воздуха в воздушном контуре

Дизель в моторном отделении под капотом можно рассматривать как одиночное тепловыделяющее тело, расположенное в ограниченном пространстве и обладающее специфической геометрической формой. Поверхностями теплообмена являются наружные стенки блок-картера. Теплообмен происходит путём конвективного теплопереноса при вынужденном течении потока воздуха вдоль наружной поверхности блока [1], [5], [6]. В условиях, когда температура поверхностей блок-картера меняется от  $T_{F1}$  до  $T_{F2}$ , целесообразным становится использовать такой параметр, как эффективную температуру поверхности  $T_F$ . Уравнение определения теплоотдачи от поверхностей блок-картера дизеля (рис. 1) имеет вид:

$$Q_S = \alpha_S F_S (T_F - T_{W1}), \quad (1)$$

где  $\alpha_S$  – коэффициент теплоотдачи от наружных поверхностей блок-картера двигателя, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_S$  – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;  $T_F$  – эффективная (средняя постоянная) температура поверхности теплообмена, °С;  $T_{W1}$  – средняя температура потока воздуха на входе под капот, °С.

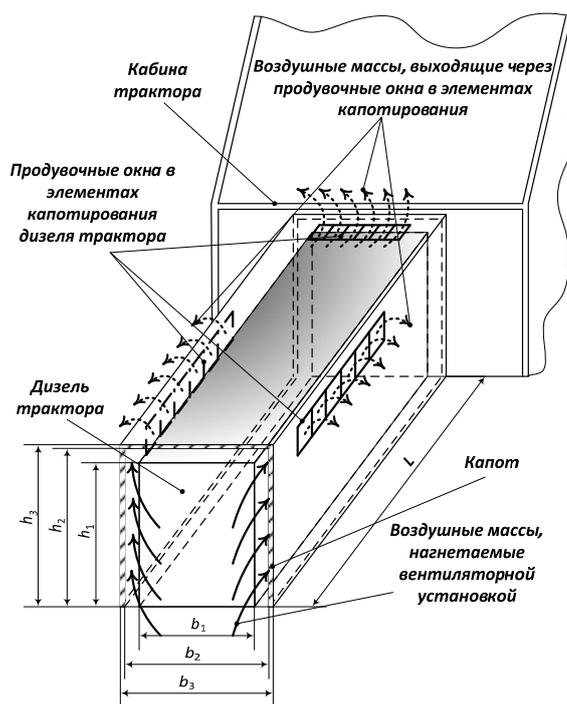


Рис. 1. Расчетная схема к определению теплоты, выделяемой блок-картером дизеля трактора

С учетом того что течение воздушных масс вдоль блок-картера дизеля происходит в канале с внутренней рельефной поверхностью, образованной конструктивными элементами оснастки двигателя, для соизмерения скорости потоков воздуха введено понятие средней эффективной скорости  $v_w$  (м/с), соотнесенной к объему воздуха, нагнетаемого вентилятором  $W$  (м<sup>3</sup>/с). В качестве характерного геометрического размера принят средний путь движущей среды вдоль поверхности обтекаемого тела  $L^*$  (м),

который определяется путем деления площади поверхности теплообмена  $F_S$  ( $\text{м}^2$ ) на участвующий в обмене периметр плоскости проекции блок-картера  $U$  ( $\text{м}$ ) в направлении течения.

Коэффициент теплоотдачи в пересчете к среднелогарифмической разности температур определяется по формуле [1]:

$$\alpha_S = - \frac{S \lambda v_W \text{Ln} \left[ 1 - \frac{F_S^2 \text{Nu}_{L^*} a}{4L^* S^2 v_W} \right]}{F_S a}, \quad (2)$$

где  $S$  – среднеинтегральное значение площади свободного поперечного сечения канала,  $\text{м}^2$ ;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности воздуха,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;  $v_W$  – средняя эффективная скорость потока воздуха под капотом,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $F_S$  – площадь поверхности теплообмена,  $\text{м}^2$ ;  $\text{Nu}_{L^*}$  – безразмерный коэффициент теплоотдачи, зависящий от характера движения воздушного теплоносителя;  $a$  – коэффициент температуропроводности воздуха,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $L^*$  – средний путь движущей среды вдоль поверхности обтекаемого тела,  $\text{м}$ .

Проведенные исследования позволили установить зависимости тепловыделения от блок-картера дизеля трактора при изменении объема потока воздуха  $W$  под капотом и средней эффективной температуры блок-картера дизеля  $T_F$ .

Теоретические исследования теплоотдачи от блок-картера позволяют проводить анализ конструктивных параметров подкапотного пространства моторных установок тракторов, а также моделировать процесс теплообмена при принятом конструктивном решении моторного отделения.

### Экспериментальные исследования

Программой экспериментальных исследований предусматривалось изучить влияние основных конструктивных параметров СО и режимов работы дизеля трактора «БЕЛАРУС-3022ДВ» на протекание процессов теплопередачи [7], [8]. С этой целью на базе испытательного центра «Трактор» ПО «МТЗ» была разработана экспериментальная установка [9], [10], которая представляет собой полнокомплектный трактор «БЕЛАРУС-3022ДВ», на месте установки серийного радиатора смонтирован радиатор с измененным расположением подводящего патрубка. Характерной особенностью установки является создание компоновки воздушного контура трактора с направляющим экраном за ВУ (рис. 2) [13], [14], а также изменения конструкции элементов капотирования (верхнего капота, боковых щитов, передней маски капота) [11]. Наличие направляющего экрана способствует:

I – снижению количества нагретых воздушных масс, поступающих в воздушный фильтр;

II – интенсификации теплоотдачи от нагретых поверхностей блок-картера дизеля;

III – снижению тепловой нагруженности элементов подкапотного пространства;

IV – рассеиванию нагретых воздушных масс в зоне, существенно удаленной от зоны расположения блока радиаторов.

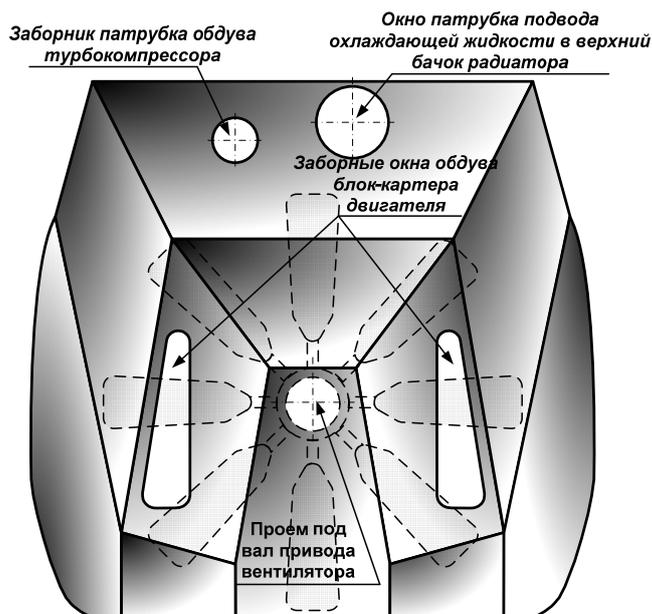


Рис. 2. Конструкция направляющего экрана

Предложено новое исполнение системы деаэрации (одноконтурная система) и конструкции натяжного ролика [1], [4], [9], [10]. Исполнение жидкостного контура с измененным расположением подводящего патрубка способствует более равномерному заполнению сердцевины радиатора, а отсутствие переходного корпуса термостата позволило повысить расход жидкостного теплоносителя до 350 л/мин (давление на выходе из головки блока при этом составляет 0,06 МПа).

Проведенные исследования компонентов воздушного контура, в том числе трех вариантов ВУ, позволили рекомендовать 9-лопастной вентилятор  $\varnothing 620$  мм с передаточным отношением 1,33. Коэффициент обдува при этом должен составлять  $K_{об} = 0,603$ , а коэффициент ометания  $\lambda_B = 1307$ . Определены оптимальные по расходу воздуха установочные параметры вентилятора:

- зазор между лопастями вентилятора и кожухом диффузора  $\Delta R = 15$  мм;
- выступание лопастей из кожуха диффузора  $\Delta B = 20$  мм.

Конструкция экспериментальной установки позволяла варьировать следующие факторы:

- смещение радиатора относительно лопастей вентилятора  $L$  в горизонтальной плоскости;
- частоту вращения вентилятора  $n_B$  подбором требуемого передаточного отношения с помощью сменных шкивов;
- угол наклона лопастей крыльчатки вентилятора  $\varphi$ .

Измерения проводились с использованием стенда для испытаний тракторов путем загрузки дизеля через задний ВОМ трактора на гидравлическом тормозе HORIBA DT 2100 (Automotive Test Systems). Перед началом измерений дизель прогревался путем последовательного увеличения нагрузки от режима максимальных оборотов холостого хода до режима максимальной фактической мощности при номинальной скорости вращения коленчатого вала. Продолжительность прогрева до стабилизации температуры жидкостного теплоносителя и масла составила 50 мин. После устанавливался номинальный режим по нагрузке и оборотам. Для трактора «БЕЛАРУС-3022ДВ» мощность с учетом потерь на привод вспомогательного оборудования и механических потерь составляла 205 кВт при оборотах коленчатого вала  $2200 \text{ мин}^{-1}$ . Так как

конструктивно сердцевина радиатора неизменна, то в качестве постоянных величин принято значение общей поверхности охлаждения радиатора  $F_{\text{рад}} = \text{const}$  ( $\text{м}^2$ ), а также значение коэффициента теплопередачи  $k_T = \text{const}$  ( $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ). Наряду с отмеченными параметрами также контролировалась (датчики ТСП-100) температура воздуха в воздушном фильтре, на входе в турбокомпрессор (ТКР), на выходе с ТКР и после радиатора охлаждения наддувочного воздуха (ОНВ).

При этом проводились замеры температуры жидкостного теплоносителя на входе в радиатор и выходе из него, а также температуры воздушного потока при входе в сердцевину радиатора и выходе из нее (рис. 3).

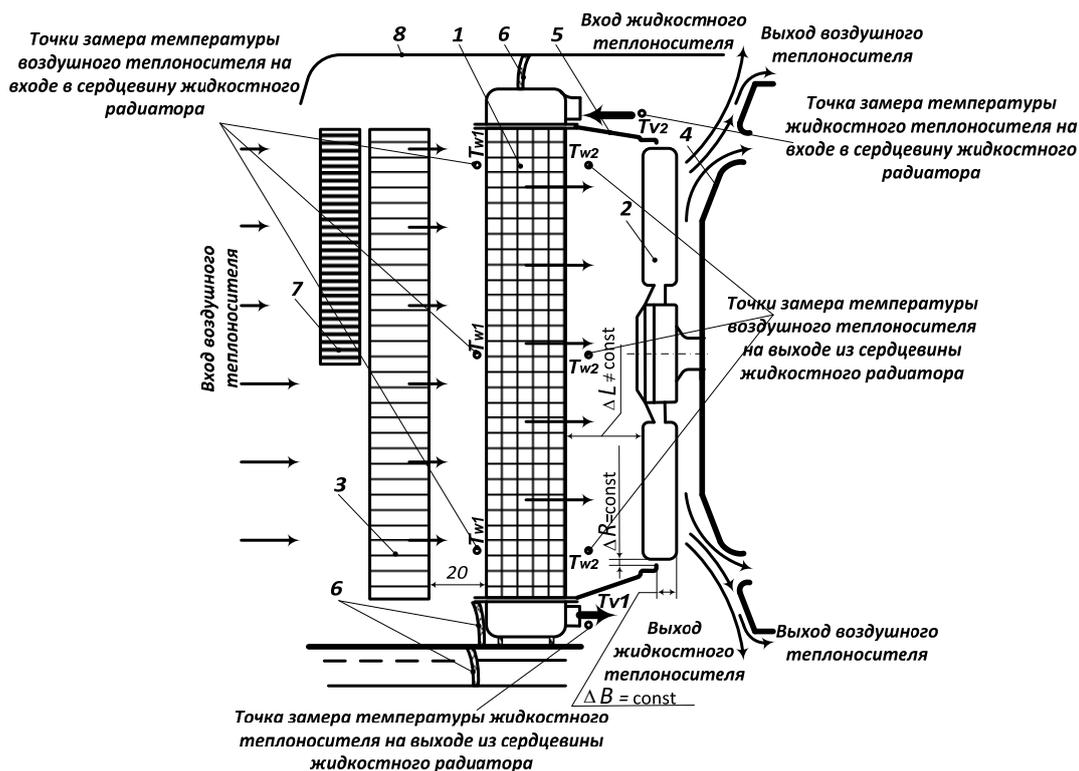


Рис. 3. Схема замеров параметров: 1 – жидкостный радиатор 3022.1301.015 с измененным расположением подводящего патрубка; 2 – вентилятор «Cleanfix» Ø 620 с изменяющимся углом наклона лопастей; 3 – радиатор ОНВ; 4 – направляющий экран; 5 – направляющий кожух; 6 – уплотнение; 7 – радиатор кондиционера; 8 – капот

Замеры температур проводили при различных положениях радиатора по отношению к лопастям вентилятора посредством перемещения радиатора в горизонтальной плоскости, различном угле наклона лопастей вентилятора, а также при варьировании частоты вращения вентилятора.

Априорным ранжированием факторов были выявлены наиболее важные из них и реализован многофакторный эксперимент. По результатам обработки экспериментальных данных было получено уравнение регрессии:

$$y = 192,71 - 1,89x_1 + 1,65x_2 + 1,74x_3 - 2,74x_1^2 - 2,54x_2^2 + 2,64x_3^2 - 3,15x_1x_2, \quad (3)$$

где  $y$  – функция отклика (теплоотдача от поверхности охлаждения жидкостного радиатора  $Q$ , кВт);  $x_1 = -1; 0; 1$  – частота вращения крыльчатки вентилятора ( $n = 2745; 2945; 3145 \text{ мин}^{-1}$ );  $x_2 = -1; 0; 1$  – горизонтальная координата расположения радиатора относительно крыльчатки вентилятора ( $L = 0,02; 0,09; 0,16 \text{ м}$ );  $x_3 = -1; 0; 1$  – угол наклона лопастей крыльчатки вентилятора ( $\varphi = 20; 45; 70^\circ$ ).

Для получения наглядного представления о закономерностях изменения теплоотдачи сердцевины радиатора при варьировании факторов, а также для облегчения интерпретации результатов эксперимента были построены поверхности зависимости [1], [10]:

- теплоотдачи сердцевины радиатора от горизонтальной координаты его расположения относительно вентилятора  $L$  и частоты вращения крыльчатки вентилятора  $n_B$  при угле наклона лопастей  $\varphi = 37^\circ$  (рис. 4);
- теплоотдачи сердцевины радиатора от частоты вращения крыльчатки вентилятора  $n_B$  и угла наклона лопастей  $\varphi$  при  $L = 0,148$  м (рис. 5);
- теплоотдачи сердцевины радиатора от угла наклона лопастей  $\varphi$  и горизонтальной координаты его расположения относительно вентилятора  $L$  при  $n_B = 2780$  мин<sup>-1</sup> (рис. 6).

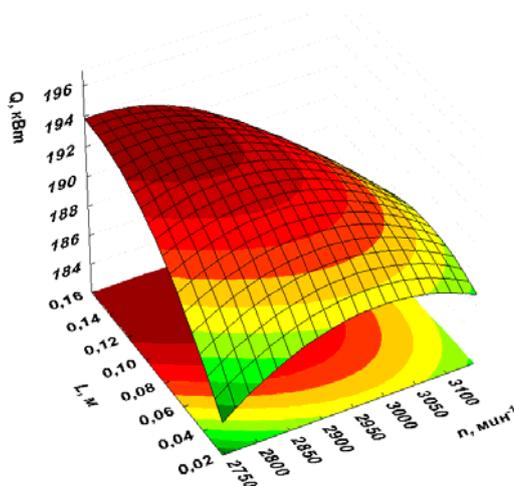


Рис. 4. Зависимость теплоотдачи поверхности охлаждения радиатора от горизонтальной координаты его расположения относительно вентилятора  $L$  и частоты вращения крыльчатки вентилятора  $n_B$

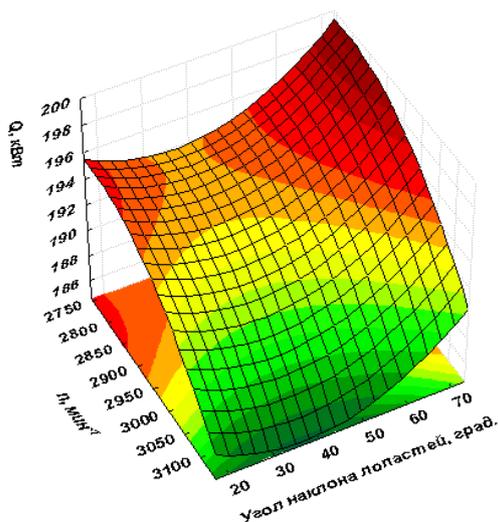


Рис. 5. Зависимость теплоотдачи поверхности охлаждения радиатора от частоты вращения крыльчатки вентилятора  $n_B$  и угла наклона лопастей  $\varphi$

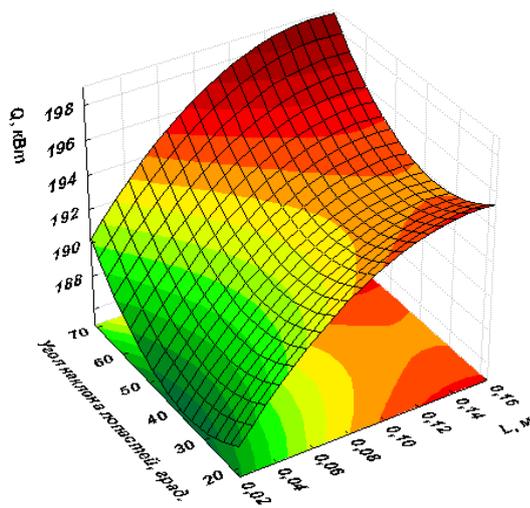


Рис. 6. Зависимость теплоотдачи поверхности охлаждения радиатора от угла наклона лопастей  $\varphi$  и горизонтальной координаты его расположения относительно вентилятора  $L$

Анализ уравнения (3) позволил определить значения факторов, при которых обеспечивается процесс теплоотдачи с максимальным использованием единицы поверхности охлаждения сердцевины жидкостного радиатора:  $n_B = 2780 \text{ мин}^{-1}$ ,  $L = 0,148 \text{ м}$ ,  $\varphi = 37^\circ$ .

### Эксплуатационный режим нагружения

Целью проведения эксплуатационного нагружения явилась оценка сопоставимости температурных режимов СО дизеля при стендовых и эксплуатационных режимах нагружения, а также выявление факторов, влияющих на температурный режим СО дизеля при эксплуатации.

Испытания трактора в агрегате с плугом «KVERNELAND BB 100» проводились в полевых условиях при вспашке стерни зерновых. Условия и режимы испытаний соответствовали требованиям технического задания. Температура окружающего воздуха составила  $29^\circ\text{C}$ , скорость ветра –  $3\text{--}5 \text{ м/с}$ . Поле со сложным рельефом. Загрузка дизеля поддерживалась в районе номинального режима изменением глубины пахоты корпусов плуга в пределах  $15\text{--}30 \text{ см}$ . Ширина захвата плуга –  $4,0 \text{ м}$ . Было выполнено 3 заезда протяженностью по  $3000 \text{ м}$ . При этом в целях максимального нагружения дизеля и исключения снижения температуры при разворотах пахотный агрегат двигался по круговой траектории (рис. 7).

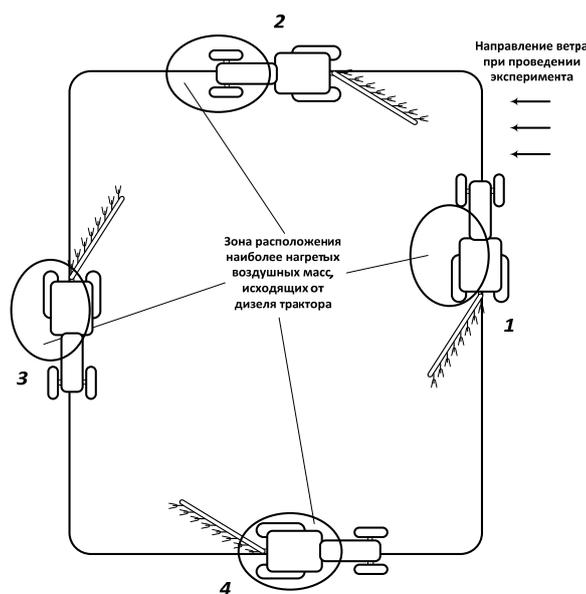


Рис. 7. Расположение теплового поля относительно пахотного агрегата при его движении по замкнутому контуру

Движение осуществлялось на четвертой передаче второго диапазона со скоростью  $2,4\text{--}2,7 \text{ м/с}$ . Предварительно вместо штатного термостата был установлен постоянно открытый термостат на величину  $10,5 \text{ мм}$ , кондиционер включен. Контроль температурного режима СО дизеля велся с помощью прибора Pro-Link 9000. Результаты испытания трактора «БЕЛАРУС-3022ДВ» с модернизированной СО при эксплуатационном режиме нагружения приведены в таблице [1], [10].

**Результаты оценки температурного режима системы охлаждения дизеля трактора  
в условиях эксплуатации**

Заезды пахотного агрегата	Температура жидкостного теплоносителя на выходе из дизеля, °С	Температура масла, °С	Обороты двигателя, мин <sup>-1</sup>	Скорость движения трактора, м/с	Температура окружающей среды, °С
1	89–91	104–106	1900–2250	2,4–2,7	29
2	93–97	106–107	1900–2250	2,4–2,7	29
3	90–95	106–107	1900–2250	2,4–2,7	29

При постоянной эксплуатационной нагрузке (близкой к номинальной мощности) и температуре ОС 29 °С температурный режим СО дизеля при движении трактора различен в зонах гона. Максимальные и минимальные температуры жидкостного теплоносителя имели место на одном и том же участке гона, показанном на рис. 7, при всех трех заездах. Так, колебания температуры жидкостного теплоносителя в 3-м заезде составили 5°, максимальная температура была на 2-м этапе гона, минимальная – на последнем. Это явление отражает существенное влияние на температурный режим СО дизеля направления и скорости ветра вследствие перемещения объема нагретых масс воздуха в ту или иную зону трактора. При ветре по курсу движения трактора со скоростью, сопоставимой или большей скорости движения трактора, упомянутый объем воздуха зависает над фронтом радиатора и повышает температуру охлаждающего радиатор воздуха, соответственно температуру жидкостного теплоносителя на выходе из радиатора и, как следствие, на выходе из дизеля (зона 2 рис. 7). Эффективность подогрева воздуха фронтальной зоны радиатора усиливается тем, что максимальный выброс горячего воздуха после радиатора на испытуемом тракторе происходит вниз в сторону, в зону переднего правого колеса, что способствует перетоку его к фронту радиатора. При встречном и боковом ветре объем нагретого воздуха смещается назад или в сторону, не оказывая существенного влияния на температурный режим.

Проведенные эксплуатационные испытания трактора «БЕЛАРУС-3022ДВ» с модернизированной СО подтвердили результаты, полученные при стендовых режимах нагружения, и свидетельствуют о том, что температурный режим СО дизеля в условиях умеренного климата обеспечивается.

**Направления обеспечения тепловой эффективности системы охлаждения**

Составим техническую характеристику прогрессивной СО сельскохозяйственного трактора. Такая гипотетическая СО должна обладать:

- переменной (регулируемой) тепловой эффективностью для различных климатических условий эксплуатации;
- блочно-модульной компоновкой радиаторов в воздушном контуре (жидкостного, радиатора ОНВ, кондиционера и др.);
- ВУ с вентилятором регулируемой производительности с рациональными установочными параметрами по отношению к блоку радиаторов и поверхности дизеля;
- капотом и подкапотным пространством, способствующими созданию максимальных возможностей для отвода теплоты от наружных поверхностей блок-картера дизеля;
- системой автоматического регулирования теплового состояния дизеля;
- автоматической системой, исключающей перегрев дизеля при превышении максимально допустимой температуры жидкостного теплоносителя;

– минимальными затратами материалов на радиатор, мощности на привод вспомогательных узлов.

Технические решения, способствующие обеспечению тепловой эффективности СО дизеля трактора, представлены на рис. 8.



Рис. 8. Технические решения, обеспечивающие тепловую эффективность системы охлаждения

Общей тенденцией повышения технического уровня сельскохозяйственных тракторов и их комплектующих является разработка и применение *научоемких компонентов*, к которым относятся новые рабочие процессы, средства автоматизации, новые прогрессивные материалы, в том числе и новые компоновочные схемы агрегатов, систем и тракторов в целом. Это следует отнести и к СО тракторов.

### Заключение

Разработана методика расчета теплоотдачи от поверхностей блок-картера дизеля, учитывающая скорость потока воздуха, длину обтекания поверхностей дизеля и компоновку воздушного контура [1], [5], [6].

Получена регрессионная модель, определяющая теплоотдачу в окружающую среду поверхностью охлаждения радиатора трактора «БЕЛАРУС-3022ДВ», которая показала, что оптимальные значения параметров по максимуму теплоотдачи от радиатора равны  $L = 148$  мм,  $n_B = 2750–2950$  мин<sup>-1</sup>,  $\varphi = 37^\circ$  [9], [10].

Экспериментально подтверждены теоретические положения и эффективность технических решений совершенствования жидкостного и воздушного контуров системы охлаждения. Рекомендованы применительно к трактору «БЕЛАРУС-3022ДВ» 9-лопастной вентилятор диаметром 620 мм, зазор между направляющим кожухом диффузора и лопастями  $\Delta R = 15$  мм, выступание лопастей из кожуха диффузора  $\Delta B = 20$  мм, направляющий экран потоков воздуха от вентилятора под капот, установленный между передней плоскостью дизеля и вентилятором, одноконтурная система деаэрации и др. [7], [8], [12, с. 179].

Рассмотрены технические решения, обеспечивающие тепловую эффективность системы охлаждения дизеля трактора, обосновываются и предлагаются для использования технические решения совершенствования воздушного и жидкостного контуров, в том числе запатентованные в Республике Беларусь.

Предлагаемые методы определяют пути, технические решения – направления обеспечения тепловой эффективности при совершенствовании существующих и вновь разрабатываемых систем охлаждения.

### Литература

1. Тарасенко, В. Е. Обеспечение температурного режима системы охлаждения дизеля сельскохозяйственного трактора совершенствованием жидкостного и воздушного контуров : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / В. Е. Тарасенко. – Минск, 2009. – 179 л.
2. Анализ (рассмотрение) результатов работ «Исследования температурного режима дизеля 530E/DDC S40 E трактора «БЕЛАРУС-3022ДВ» : протокол заседания НТС НТЦ / Минский тракторный завод, Главное специализированное конструкторское бюро ; пред. И. Н. Усс. – Минск, 2008. – 4 с. – № 27, запись А 7.3.4 – 915-201.
3. Разработать и освоить производство базовой модели колесного трактора общего назначения тягового класса 6 мощностью 360–380 л. с. для выполнения энергоемких работ в сельском хозяйстве, промышленности, строительстве и других отраслях : отчет об опытно-конструкторской работе / НАН Беларуси, ГНУ «ОИМ НАН Беларуси» ; рук. П. А. Амельченко. – Минск, 2008. – 75 с. – № ГР 20081860.
4. Тарасенко, В. Е. Исследование элементов жидкостного и воздушного контуров системы охлаждения дизеля трактора «Беларус-3022ДВ» / В. Е. Тарасенко, С. В. Голод // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве : материалы Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 21–22 окт. 2009 г. : в 3 т. / РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства» ; редкол.: П. П. Казакевич (гл. ред.), О. О. Дударев. – Минск : РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», 2009. – Т. 1. – С. 133–141.
5. Якубович, А. И. Теплообмен между блок-картером двигателя и потоками воздуха в моторном отделении / А. И. Якубович, В. Е. Тарасенко // Вестн. Белорус. нац. техн. ун-та. – 2008. – № 2. – С. 37–44.
6. Тарасенко, В. Е. К вопросу определения теплоотдачи от поверхности блок-картера дизеля / В. Е. Тарасенко, А. И. Якубович // Prospective Technics and Technologies, 2008 : матеріали II Міжнар. наук.-практ. конф. студ. і молодих учених, Mykolaiv, september 24–26, 2008 г. / Mykolaiv State Agrarian University ; відповід. за випуск : С. І. Пастушенко. – Mykolaiv, 2008. – С. 278–280.
7. Якубович, А. И. Аэродинамика потока воздуха в воздушном тракте трактора / А. И. Якубович, В. Е. Тарасенко // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2007. – № 1 (28). – С. 38–42.
8. Якубович, А. И. Энергозатраты на привод вентиляторов тракторов «Беларус» / А. И. Якубович, В. Е. Тарасенко // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2007. – № 1 (28). – С. 85–92.
9. Тарасенко, В. Е. Экспериментальное исследование жидкостной системы охлаждения дизеля International DTA 530E (1-308) / DDC S 40E трактора «Беларус-3022ДВ» / В. Е. Тарасенко, А. И. Якубович // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 20–21 нояб. 2008 г. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Федерал. агентство по образованию, Белорус.-Рос. ун-т ; редкол.: И. С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – С. 100.

10. Экспериментальное исследование системы охлаждения дизеля трактора «Беларус-3022ДВ» / А. И. Якубович [и др.] // Тракторы, автомобили, мобильные энергетические средства: проблемы и перспективы развития : докл. Междунар. науч.-техн. конф., посвящ. 80-летию со дня рождения д-ра техн. наук, проф. Скотникова В. А., Минск, 11–14 февр. 2009 г. / Белорус. гос. аграр. техн. ун-т ; под ред. А. В. Кузьмицкого [и др.]. – Минск, 2009. – С. 386–392.
11. Якубович, А. И. Влияние конструкции капота на показатели моторной установки / А. И. Якубович, В. Е. Тарасенко // Механизация и электрификация сельского хозяйства : межведомств. темат. сб. / РУП «НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2008. – Вып. 42. – С. 19–29.
12. Якубович, А. И. Экономия топлива на тракторах : монография / А. И. Якубович, Г. М. Кухаренок, В. Е. Тарасенко. – Минск : Белорус. нац. техн. ун-т, 2009. – 229 с.
13. Агрегат системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания : пат. 4454 Респ. Беларусь МПК (2006) F 02B 77/00, F 01P 11/00 / А. И. Якубович, В. Е. Тарасенко, А. А. Дедович ; заявитель Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № u 20070841 ; заявл. 27.11.2007 ; опубл. 30.06.2008 // Афіцыйны бюл. / Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь. – 2008. – № 3. – С. 223.
14. Агрегат системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания : пат. 12845 Респ. Беларусь МПК (2009) F 01P 7/00, F 01P 11/10 / А. И. Якубович, В. Е. Тарасенко, А. А. Дедович ; заявитель Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № a 20071438 ; заявл. 26.11.2007 ; опубл. 30.06.2009 // Афіцыйны бюл. / Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь. – 2010. – № 1. – С. 109–110.

*Получено 08.04.2010 г.*