

# ТЕХНОЛОГИИ И СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

УДК 631.37:629.114.2

М.В. Куликов,  
С.Н. Орловский

## ПРОГРЕВ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ СИСТЕМ И АГРЕГАТОВ ТРАКТОРА ВЫХЛОПНЫМИ ГАЗАМИ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ РАБОТЫ ТРАКТОРА Т-150К

*Ключевые слова:* двигатель, температура, охлаждение, регулирование, конструкция, время прогрева, результаты.

### Введение

Важнейшим условием эффективного использования тракторов, особенно в холодное время, является обеспечение нормального функционирования моторно-трансмиссионной установки (МТУ). Однако реализация потенциальных возможностей без частичной или полной потери работоспособности часто не достигается в связи с пониженным или повышенным тепловым режимом функциональных систем. При этом снижается эффективная мощность и повышается интенсивность износа двигателя, возрастают потери холостого хода в трансмиссии, что значительно ухудшает показатели производительности и топливной экономичности МТА, увеличивает эксплуатационные затраты на подготовку трактора к работе [1].

**Цель работы** – повышение эффективности работы моторно-трансмиссионной установки МТУ трактора путем обеспечения рационального диапазона температур рабочих сред функциональных систем и агрегатов.

### Задачи исследования:

- 1) разработать систему регулирования температурного режима систем и агрегатов трактора;
- 2) провести расчетные параметры системы регулирования температурного режима;
- 3) представить практические результаты предлагаемой разработки;
- 4) оценить целесообразность представленной разработки.

### Объекты и методы исследований

**Объект исследования** – процесс формирования показателей температурно-динамических свойств агрегатов трактора. **Цель** – повышение эффективности работы моторно-трансмиссионной установки (МТУ) трактора путем обеспечения рациональных значений температуры рабочих сред функциональных систем и агрегатов.

**Методы исследования** – аналитическое определение динамики изменения температуры МТУ трактора, экспериментальные исследования, анализ полученных результатов.

На рисунке 1 представлена схема регулирования температуры рабочих жидкостей систем и агрегатов с применением теплообменника.

При низкой температуре атмосферного воздуха на режимах малых нагрузок и холостом ходу двигателя 1 сила давления отработанных газов, воздействующих на поршень 14 регулятора расхода 12, недостаточна для преодоления усилия пружины 16, и газовая заслонка 13 находится в открытом положении, обеспечивая максимальный расход газов через блок радиаторов 8, при этом жалюзи 9 закрыты. Интенсивный прогрев радиаторов 4-7 в блоке радиаторов 8 будет наибольшим, отработанные газы выйдут через активное сопло эжектора 10 установленного в выпускной трубе дизеля. На режимах эксплуатационных нагрузок, после прогрева двигателя, давление отработанных газов, воздействуя на поршень 14 регулятора расхода, сжимает пружину 16, при этом газовый клапан закрывается, а воздушная заслонка полностью открывает-

ся. При этом отработанные газы двигателя в блок радиаторов не поступают, т.к. клапан 13 закрыт, а жалюзи 9 открываются с помощью исполнительного механизма 22, к которому идет сигнал от электронного блока управления 21. После прогрева радиаторов атмосферный воздух создает режим циркуляции навстречу воздушному потоку, создаваемому вентилятором 3, который осуществляет подвод свежего воздуха, после прогрева агрегатов и систем трактора, при открытии жалюзи после прогрева.

### Результаты исследований

Для того чтобы улучшить температурно-динамические характеристики при низких температурах окружающего воздуха, осуществлялся прогрев системы охлаждения отработанными газами. Полученные результаты показали, что прогрев радиаторов обеспечивает повышение установившейся температуры рабочей жидкости. Одновременно с повышением установившейся температуры сокращается продолжительность прогрева рабочей жидкости до оптимальной температуры.

Для прогнозирования температуры окружающего воздуха, при которой силовой агрегат способен выполнять свои функции с допустимым снижением выходных показате-

лей при прогреве систем и агрегатов трактора, проводился сравнительный анализ критической предельной температуры окружающего воздуха ( $t_0$ ) при различных вариантах, позволяющих увеличить выходную мощность и значительно снизить удельный расход топлива. Так, при понижении  $t_0$  до  $-35^{\circ}\text{C}$  увеличение  $N_{\text{вых}}$  составило 16 кВт (15,0%), а снижение  $q_{\text{вых}}$  – 55 г/(кВт ч) (17%).

Анализ распределения температур окружающей среды за последние годы для центральных районов Красноярского края показал, что реализация предлагаемого технического решения при низких температурах окружающего воздуха позволяет повысить выходную мощность силового агрегата в среднем на 5,9 кВт (5,2%) и его экономичность – на 21,2 г/(кВт ч) (7%) (табл., рис. 2 и 3).

При расчете были использованы зависимости:

$$\Delta N_{\text{вых ср}} = \frac{\sum (\Delta N_{\text{вых}i} n_i)}{\sum n_i}; \quad (1)$$

$$\Delta g_{\text{вых ср}} = \frac{\sum (\Delta g_{\text{вых}i} n_i)}{\sum n_i}. \quad (2)$$

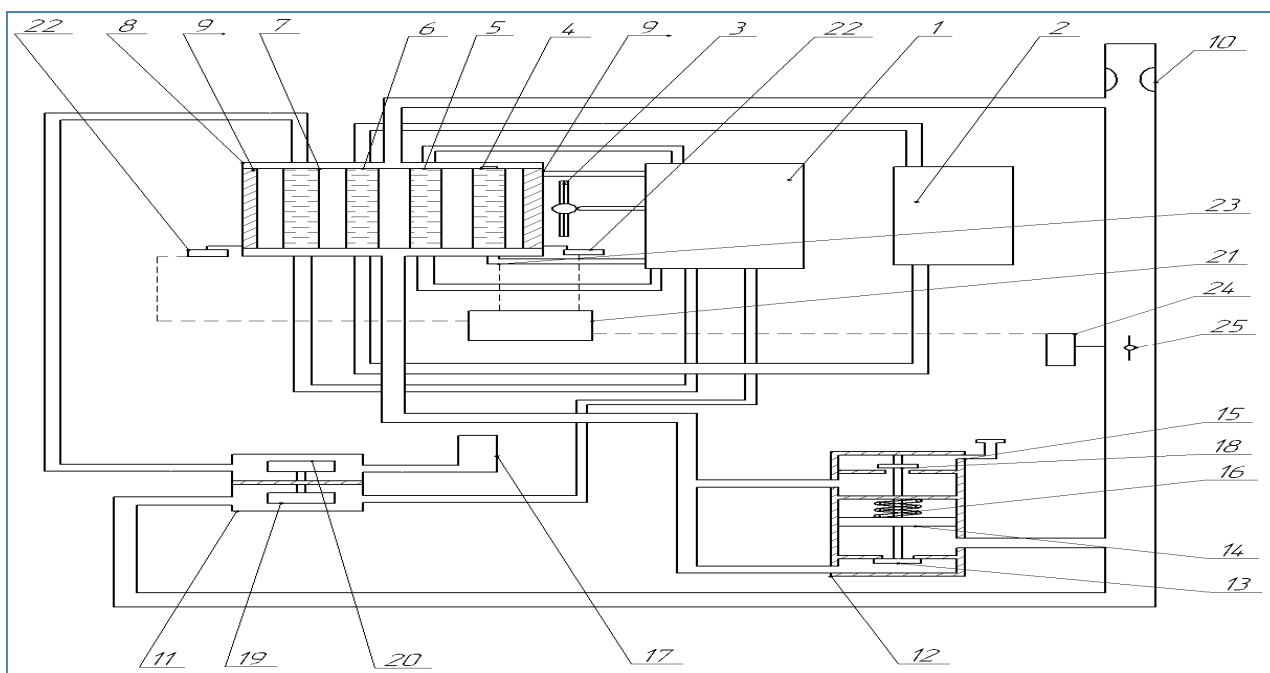


Рис. 1. Схема подключения обводного канала систем и агрегатов:

- 1 – двигатель; 2 – ГМТ; 3 – вентилятор; 4 – радиатор системы охлаждения;  
5 – радиатор системы смазки ДВС; 6 – радиатор ГМТ;

- 7 – охладитель наддувочного воздуха (О.Н.В.); 8 – блок радиаторов; 9 – жалюзи; 10 – инжектор;  
11 – турбина; 12 – регулятор расхода отработанных газов; 13 – газовая заслонка; 14 – поршень;  
15 – впускной трубопровод; 16 – пружина; 17 – впускной патрубок турбонаддува;  
18 – воздушная заслонка; 19 – турбинное колесо; 20 – насосное колесо;  
21 – электронный блок управления жалюзи; 22 – исполнительный механизм жалюзи;  
23 – датчик температуры; 24 – исполнительный механизм теплообменника; 25 – заслонка

Показатели эффективности работы силового агрегата

Температура окружающей среды, t°С (среднее за 4 года)	Приращение выходной мощности ΔN <sub>вых</sub> , кВт	Приращение удельного выходного расхода топлива Δg <sub>вых</sub> , г/(кВт·ч)	Количество дней, n
-35	16	57	8
-30	13	45	18
-25	9,5	33	23
-20	7	25	22
-15	4,8	17	38
-10	3	12	35
-5	1,2	6	36
Среднее	5,9	21,2	

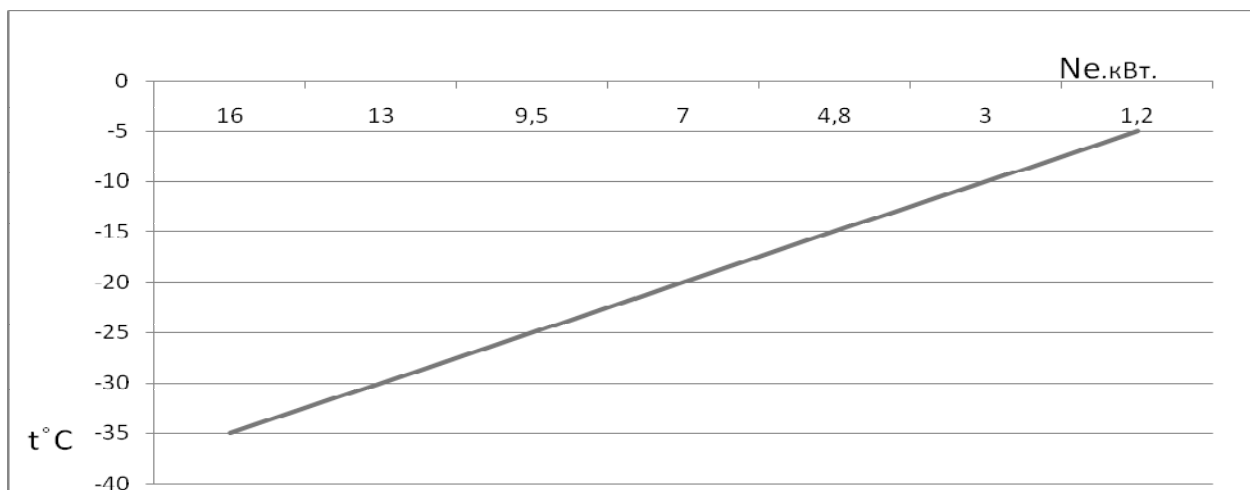


Рис. 2. Характеристика мощности при оптимизации температурных режимов агрегатов и систем трактора

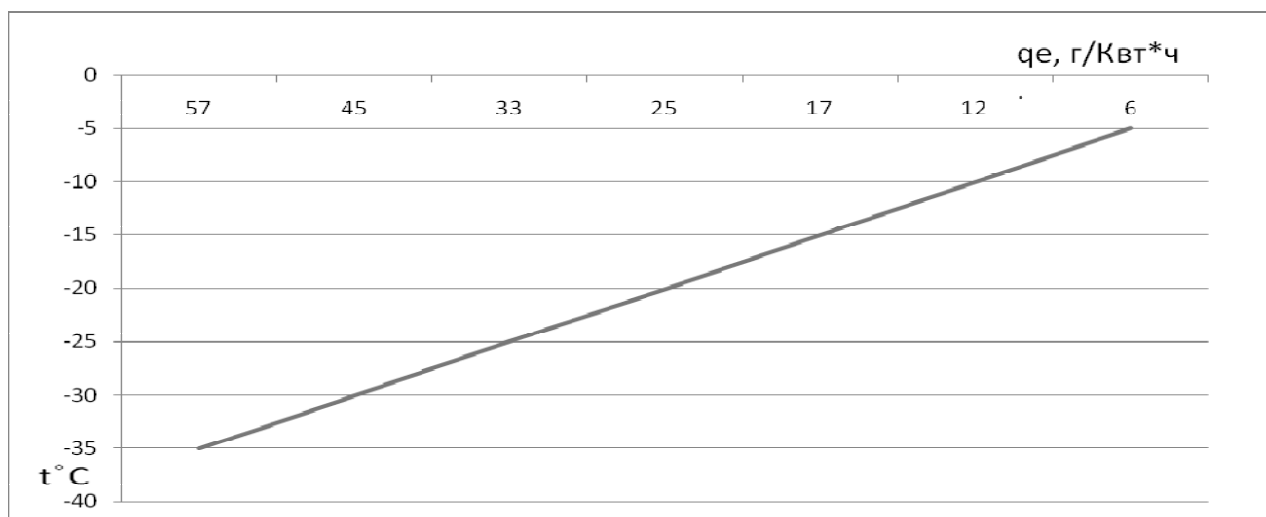


Рис. 3. Характеристика удельного расхода топлива при оптимизации температурных режимов агрегатов и систем трактора

Коэффициент повышения выходной мощности силового агрегата:

$$K_{N_{\text{вых}}} = \frac{\overline{N}_{\text{вых}}^{\text{пр}} - \overline{N}_{\text{вых}}^{\text{вкл}}}{\overline{N}_{\text{пр}}^{\text{вкл}}} 100\%. \quad (3)$$

Коэффициент снижения удельного выходного расхода топлива силового агрегата:

$$K_{g_{\text{вых}}} = \frac{\overline{g}_{\text{вых}}^{\text{вкл}} - \overline{g}_{\text{вых}}^{\text{пр}}}{\overline{g}_{\text{пр}}^{\text{вкл}}} 100\%. \quad (4)$$

Для оценки целесообразности такого решения выполнены численные исследования интенсивности прогрева рабочих жидкостей на упрощенной одномерной четырех-

слоистой модели блока радиаторов, включающей в себя металл стенки блока, слой воздуха внутри блока радиаторов, слой стенки трубки радиатора (медь) и слой рабочей жидкости (рис. 4).

С использованием программы ELCUT [3] методом конечных элементов решалась одномерная нелинейная нестационарная задача теплопроводности при граничных условиях третьего рода (конвективный теплообмен со стороны выхлопных газов).

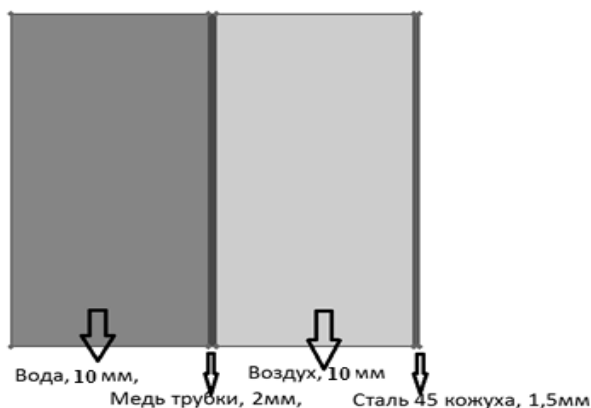


Рис. 4. Упрощенная одномерная физическая модель блока радиаторов

Толщина слоя рабочей жидкости 10 мм, слоя воздуха – 10 мм. Температура выхлопных газов принята равной 715°C. Теплопроводности и теплоемкости материалов приведены в приложении.

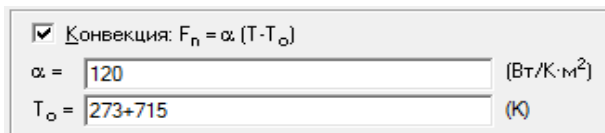


Рис. 5. Граничные условия третьего рода на внешней границе кожуха радиаторов

Как показали испытания теплообменника, интенсивность разогрева систем двигателя трактора существенно зависит от температуры окружающей среды. На рисунке 6 представлена зависимость интенсивности прогрева системы охлаждения и смазки двигателя, влияние применения разработанного теплообменника на тепловой режим двигателя [3].

Толщина слоя рабочей жидкости соответствует ее объему 1 м<sup>3</sup> в параллелепипеде с площадью основания 1 м<sup>2</sup>. Толщина слоя воздуха изменялась в диапазоне от 50 до 200 мм. Температура газов 750°C. Полное время прогрева всего объема рабочей жидкости определяется по следующей формуле:

$$\tau'' = \tau' V / F, \quad (5)$$

где  $\tau'$  – расчётное по математической модели время прогрева жидкости до температуры 80°C;

$V$  – полный объем рабочей жидкости, м<sup>3</sup>;

$F$  – площадь обогрева блока в зоне расчетного радиатора, м<sup>2</sup>.

Расчётные и экспериментальные зависимости изменения температуры во времени систем трактора при прогреве отработавшими газами представлены на рисунках 7-11.

Проведение эксперимента показало результаты, по которым приведены следующие зависимости.

При использовании теплообменника все системы моторно-трансмиссионной установки трактора при температуре окружающего воздуха – 27°C прогреваются до оптимальной рабочей температуры +75-80°C в течение 600 с (0,17 ч). В штатной системе прогрев достигается при тех же внешних условиях за 1500 с (0,42 ч), то есть в 2,5 раза медленнее. При температуре окружающего воздуха -30°C и ниже и штатной системе охлаждения двигатель не выходит на оптимальный температурный режим из-за внешних факторов воздействия и конструктивных недостатков.

### Выводы

1. Основной причиной низкой эффективности тракторов в процессе эксплуатации при низких температурах окружающего воздуха является ухудшение выходных показателей силовых агрегатов из-за пониженного теплового режима моторно-трансмиссионной установки трактора.

2. Для ускоренного достижения теплового режима тракторов предложена конструкция теплообменника, в 2,5 раза ускоряющего прогрев двигателя до рабочей температуры за счёт утилизации тепла отработанных газов.

3. Установлено, что при температуре окружающей среды -27°C температура охлаждающей жидкости достигает оптимальной (75-80°C) за 1500 с, а при внедрении теплообменника время прогрева составляет 600 с.

4. Применение теплообменника позволяет обеспечить увеличение рабочего времени смены, снижение расхода ГСМ и уменьшение износов двигателя.

5. Таким образом, решение нелинейной нестационарной задачи теплопроводности для упрощенной одномерной математической модели прогрева жидкости выхлопными газами показало целесообразность внедрения предлагаемой системы обогрева блока радиаторов трактора в зимнее время.

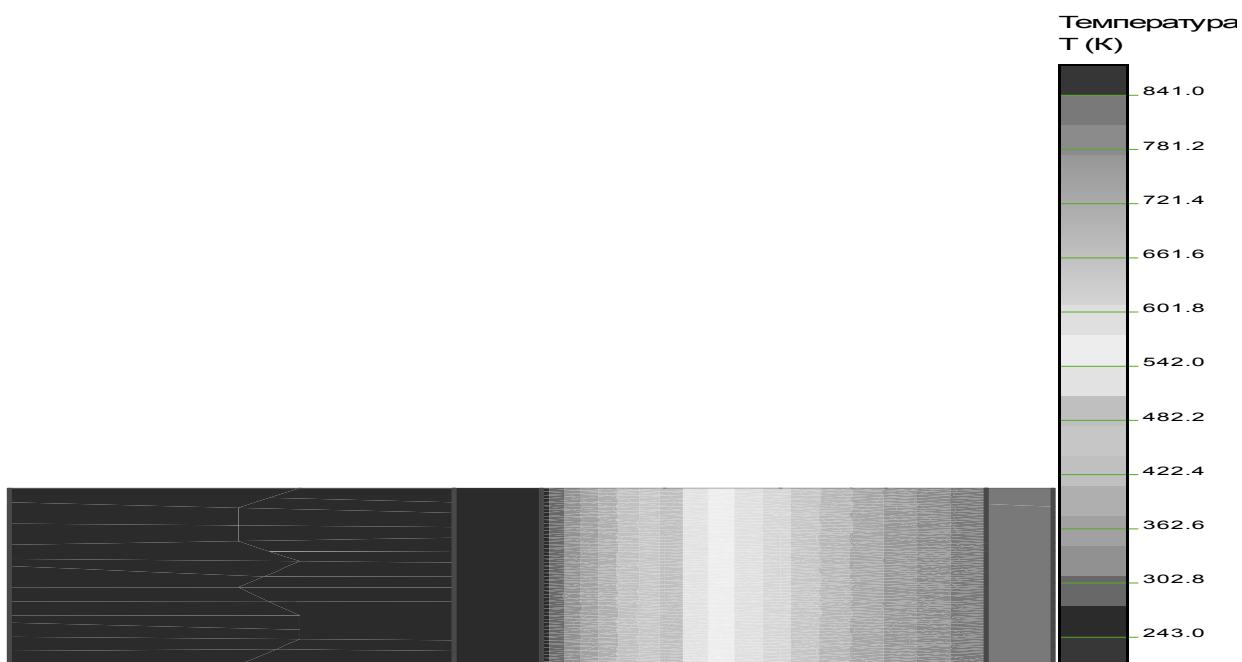


Рис. 6. Температурное поле при слое воздуха 10 мм и времени прогрева 100 с

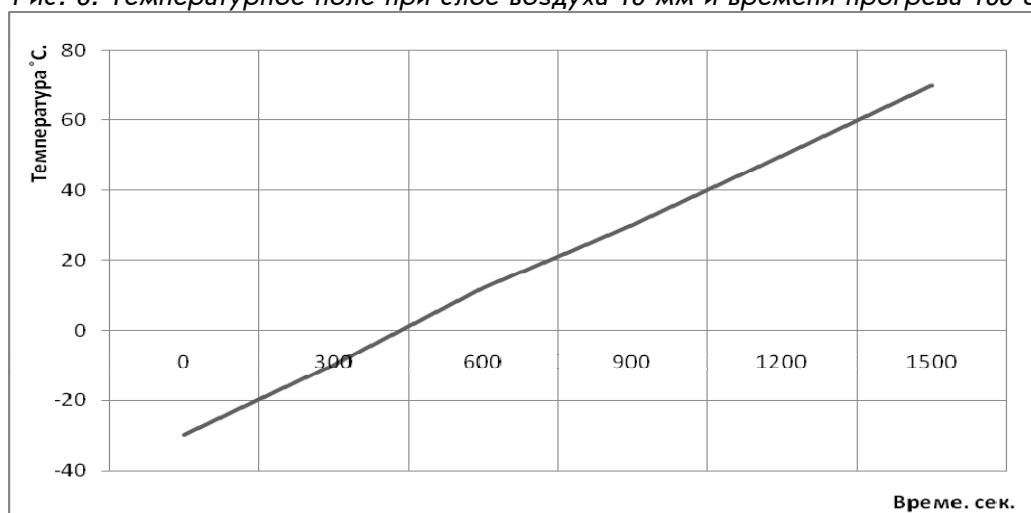


Рис. 7. Расчетное изменение температуры во времени систем трактора при прогреве отработавшими газами двигателя

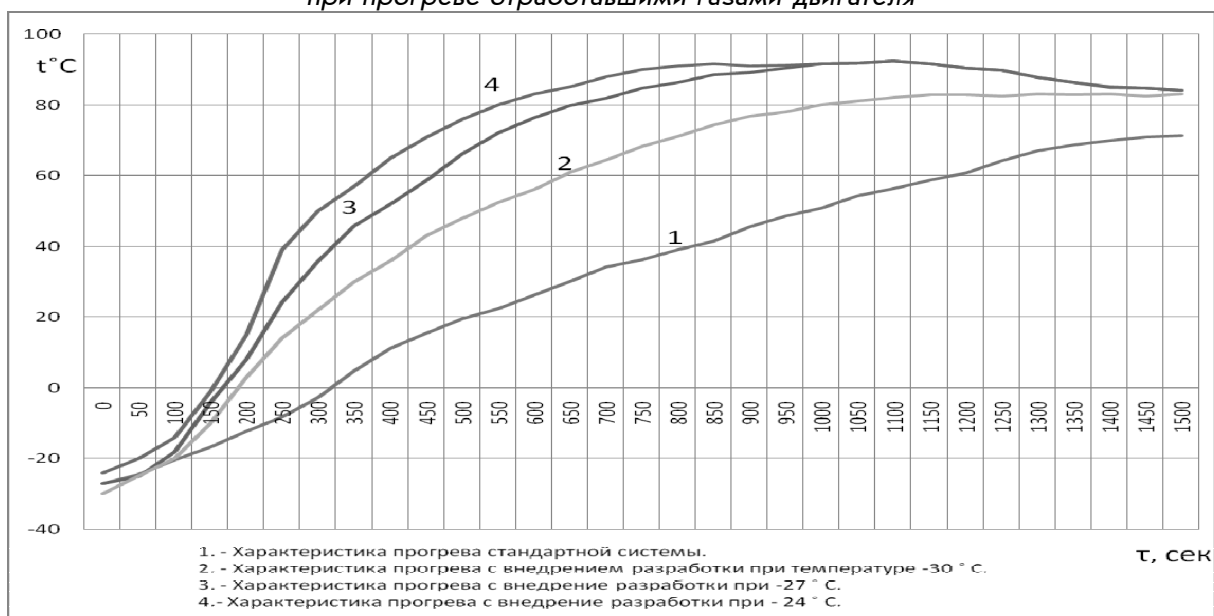


Рис. 8. Экспериментальная зависимость интенсивности прогрева системы охлаждения и смазки двигателя

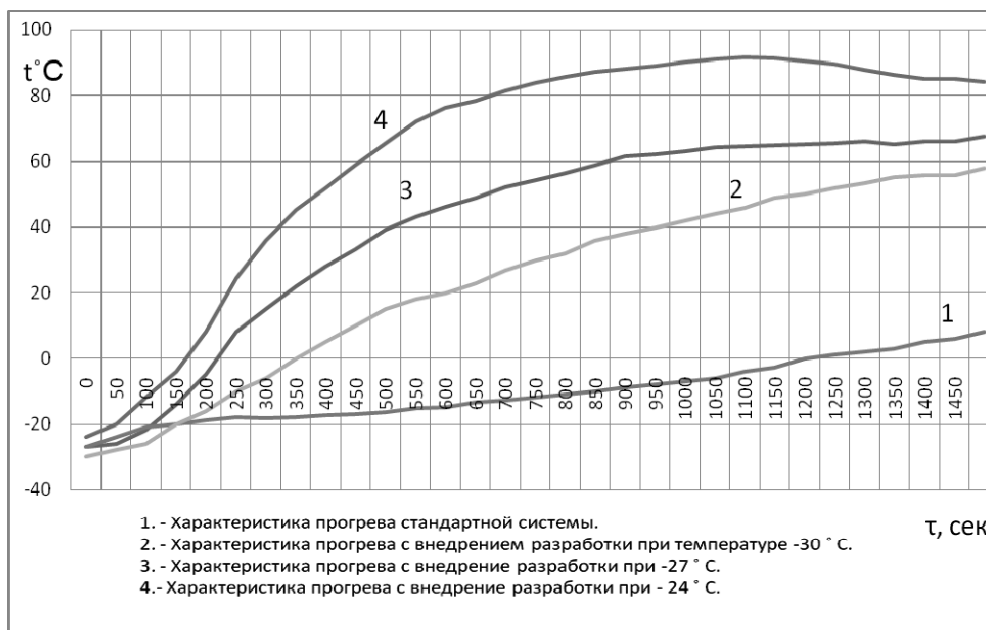


Рис. 9. Экспериментальные зависимости интенсивности прогрева системы питания дизеля воздухом



Рис. 10. Экспериментальные зависимости интенсивности прогрева агрегата трансмиссии трактора Т-150К

**Библиографический список**

1. Батян В.И. К расчету температуры рабочей жидкости в гидромеханической передаче. 1973. – 57 с.  
 2. Взоров Б.А., Молчанов К.К., Трепенков И.И. Снижение расхода топлива с.-х. тракторами путем оптимизации режимов работы двигателей // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – № 6. – С. 10-14.

3. ELCUT. Моделирование двумерных полей методом конечных элементов. Версия 5.1. Руководство пользователя. СПб., 2003. – 249 с.  
 4. Умиров Н.Т. Температурно-динамические качества комбинированной системы охлаждения. – Л.: Машиностроение, 1984. – 261 с.

