

ПРОГРЕВ СИСТЕМ И АГРЕГАТОВ ТРАКТОРА ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Куликов М.В.

научный руководитель канд. техн. наук, доцент С.Н., Орловский.

Красноярский государственный аграрный университет

Важнейшим условием эффективного использования тракторов, особенно в холодное время, является обеспечение нормального функционирования моторно-трансмиссионной установки (МТУ). Реализация потенциальных возможностей не достигается в связи с пониженным тепловым режимом функциональных систем. При этом снижается эффективная мощность и повышается интенсивность износа двигателя, возрастают потери в трансмиссии, что значительно ухудшает показатели производительности и топливной экономичности МТА, увеличивает эксплуатационные затраты.

Цель работы – повышение эффективности работы МТУ трактора, путем обеспечения рационального диапазона температур рабочих сред функциональных систем и агрегатов.

Задачи исследования:

1. Разработать систему регулирования теплового режима систем и агрегатов трактора;
2. Провести расчеты системы регулирования теплового режима;
3. Представить практические результаты предлагаемой разработки;
4. Оценить её целесообразность.

Объект исследования - процесс формирования показателей температурно-динамических свойств агрегатов трактора.

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.

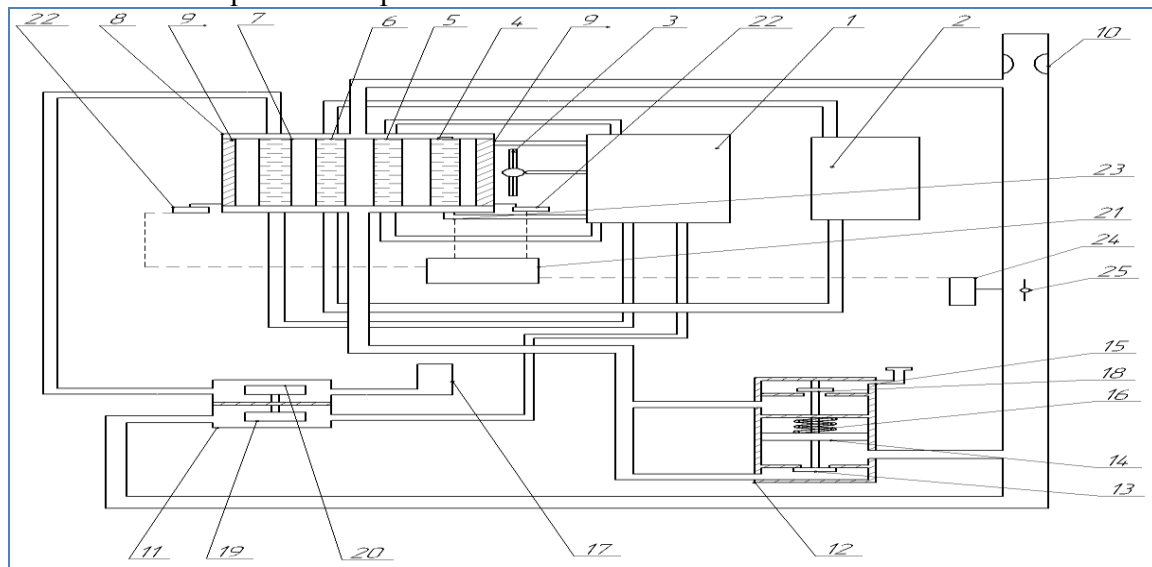


Рисунок 1 - Схема подключения обводного канала систем и агрегатов

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 за-

слонка; 19 – турбинное колесо; 20 – насосное колесо; 21 – электронный блок управления жалюзи; 22 – исполнительный механизм жалюзи; 23 – датчик температуры; 24 – исполнительный механизм теплообменника; 25 – заслонка.

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 наибольшей, отработанные газы выходят через активное сопло эжектора 10 установленный в выпускной трубе дизеля. Заявка на патент № 2011149241/20(073923).

Расчетная модель статистической характеристики системы наддува воздуха в установившемся режиме характеризуется уравнением теплового баланса количества теплового потока:

$$Q_{\text{нв}} = Q_{\text{дв}} + Q_{\text{онв}} \quad (1)$$

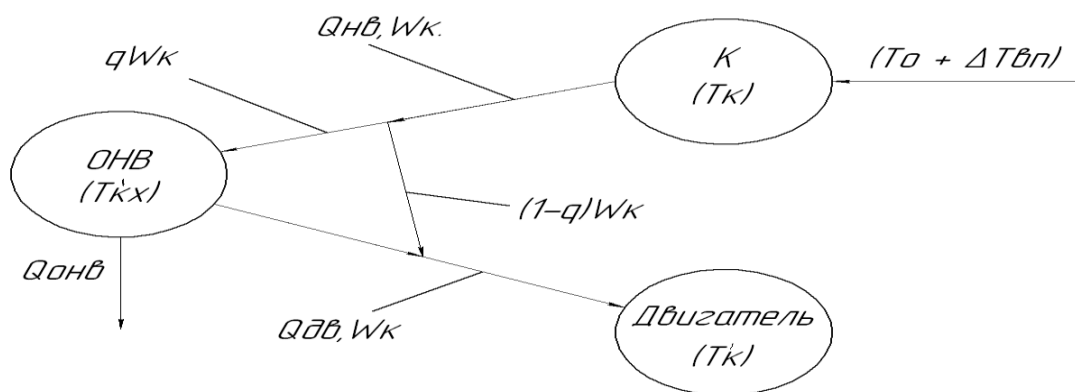


Рисунок 2 - Расчетная модель температурного режима системы питания двигателя воздухом

Количество теплоты $Q_{\text{нв}}$, выделяемой в компрессоре, определяется теплоёмкостью C_k , расходом G_k и разностью температур $(T_k - T_o)$ наддувочного воздуха.

$$Q_{\text{нв}} = C_k * G_k * (T_k - T_o) = W_k * T_o * (\pi_k^{(k-1)/k} - 1) / \eta_k. \quad (2)$$

Температуру воздуха на выходе из компрессора можно определить по уравнениям политропы или адиабаты

$$\begin{cases} T_k = (T_o + \Delta T_{\text{вп}}) \pi_k^{\frac{(k-1)}{n}}; \\ T_k = (T_o + \Delta T_{\text{вп}}) \left(1 + \pi_k^{\frac{(k-1)}{n}} - 1 \right) / \eta_k, \end{cases} \quad (3)$$

где $\pi_k = P_k / P_o$ – степень повышения давления воздуха в компрессоре; n_k – показатель политропы сжатия; k – показатель адиабаты сжатия, η_k – адиабатический КПД компрессора; $\Delta T_{\text{вп}}$ – подогрев воздушного заряда на впуске.

При $T_o = (T_o + \Delta T_{\text{вп}})$ и $\Delta T_k = (T_k - T_o) = \text{const}$ для рабочего режима двигателя зависит от $Q_{\text{нв}} = f(\Delta T_k)$, можно определить как:

$$Q_{\text{нв}} = (W_{ko} - \alpha \Delta T_k) \Delta T_k, \quad (4)$$

где $W_{ko} = C_{ko} G_{ko}$ – тепловой эквивалент наддувочного воздуха при T_o ; $\alpha = (W_{kT_{\text{omin}}} - W_{kT_{\text{omax}}}) / (T_{k\text{max}} - T_{o\text{min}})$ – коэффициент, учитывающий изменений теплового эквивалента наддувочного воздуха от температуры T_k .

Таким образом, при низкой температуре окружающей среды, сокращается время прогрева агрегатов МТУ, чем обеспечивает повышение выходной мощности и улучшение топливной экономичности трактора. С целью повышения эффективности использования агрегатов трактора предложено использовать выхлопные газы двигателя для обогрева блока радиаторов в зимнее время.

Для оценки целесообразности такого решения выполнены численные исследования интенсивности прогрева рабочих жидкостей на упрощенной одномерной четырехслойной модели блока радиаторов, включающей в себя металл стенки блока, слой воздуха внутри блока радиаторов, слой стенки трубки радиатора (медь) и слой рабочей жидкости. С использованием программы ELCUT методом конечных элементов решалась одномерная нелинейная нестационарная задача теплопроводности при граничных условиях третьего рода (конвективный теплообмен со стороны выхлопных газов).

Толщина слоя рабочей жидкости 10 мм, воздуха 10 мм, температура выхлопных газов 715°C . Как показали испытания, интенсивность разогрева систем двигателя трактора существенно зависит от температуры окружающей среды. На рисунке 3 представлена зависимость интенсивности прогрева МТУ. Толщина слоя воздуха изменялась в диапазоне от 50 до 200 мм. Температура газов 750°C .

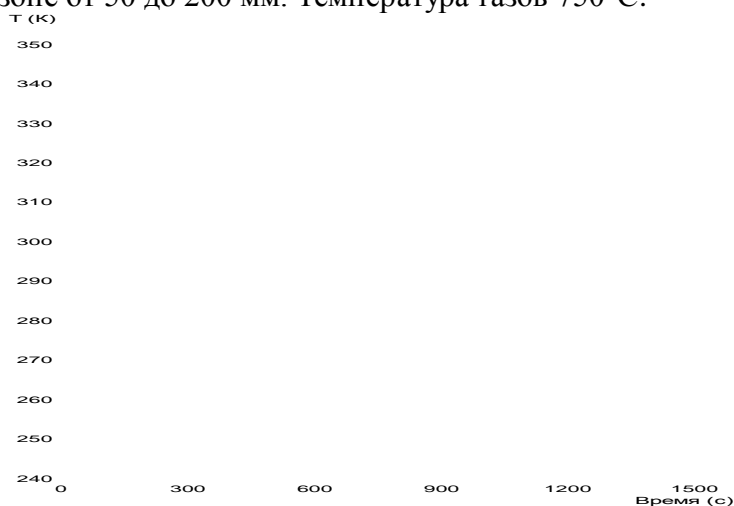


Рисунок 3 - Расчетное изменение во времени температуры систем трактора при прогреве отработавшими газами

По результатам экспериментальных исследований получены зависимости интенсивности прогрева систем охлаждения, смазки и питания дизеля воздухом (рис. 4 и 5).

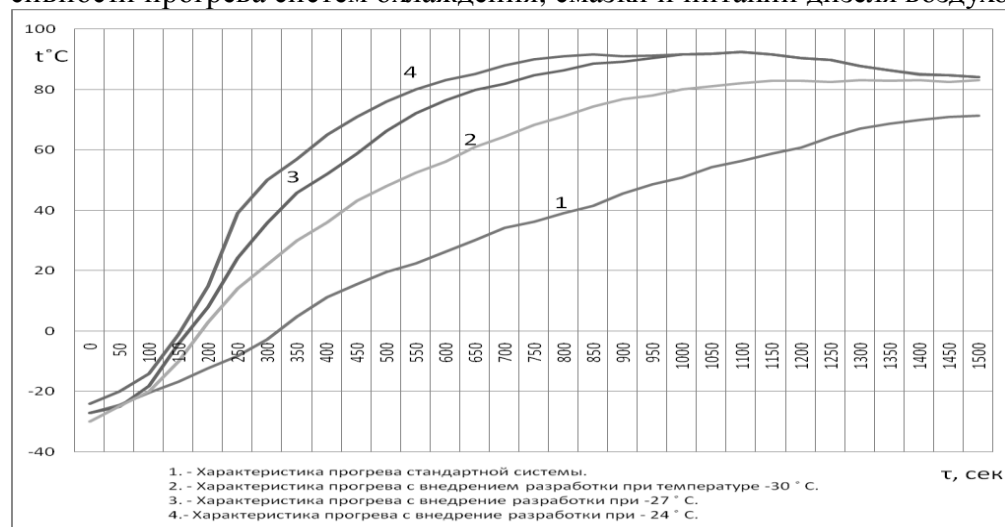


Рисунок 4 - Экспериментальная зависимость интенсивности прогрева системы охлаждения и смазки двигателя



Рисунок 5 – Экспериментальные зависимости интенсивности прогрева системы питания дизеля воздухом.

При использовании теплообменника все системы моторно- трансмиссионной установки трактора при температуре окружающего воздуха – 27⁰ С, прогреваются до оптимальной рабочей температуры +75 - 80⁰ С 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 -30⁰С и ниже и штатной системе охлаждения двигатель не выходит на оптимальный температурный режим из-за внешних факторов воздействия и конструкционных недостатков.

ВЫВОДЫ:

1. Основной причиной снижения эксплуатационной мощности 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 – 27⁰С температура охлаждающей жидкости достигает оптимальной (75 - 80⁰С) 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. 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.