

## К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ

Использование на тракторах МТЗ-100/102 дизеля Д-240Т с турбонаддувом обеспечивает не только увеличение его литровой мощности при сохранении размерности дизеля, но и является эффективным средством повышения топливной экономичности. При использовании турбонаддува растет среднее индикаторное давление, а относительные механические потери уменьшаются.

Другим не менее важным фактором повышения топливной экономичности дизеля является обеспечение его оптимального температурного режима при различных эксплуатационных условиях работы трактора. Этого можно достигнуть использованием на двигателях автоматически отключаемых вентиляторов и масляных теплообменников жидкостного охлаждения.

На отечественных тракторах с дизелями жидкостного охлаждения жидкостно-масляные теплообменники пока не устанавливаются. В настоящее время НИКТИД совместно с заводами-изготовителями разрабатывают типоразмерный ряд масляных теплообменников жидкостного охлаждения для новых тракторных дизелей. Так например, для дизеля Д-240Т вместо серийного трехрядного воздушно-масляного радиатора разработан опытный жидкостно-масляный теплообменник [1].

Опытный теплообменник конструкции НИКТИД представляет собой алюминиевый теплопередающий элемент, размещенный в стальном кожухе. Теплопередающий элемент выполнен в виде двенадцатиходового полого винта, запрессованного в трубу, рабочая длина которого составляет 414 мм, а шаг винтовой линии — 48 мм.

Использование алюминия (его удельная масса приблизительно в 3 раза меньше, чем стали) позволило значительно снизить массу теплообменника. В табл. 1 сравниваются основные параметры серийного воздушно-масляного радиатора и опытного жидкостно-масляного теплообменника.

Таблица 1

Основные параметры масляных радиаторов (теплообменников)  
дизеля Д-240Т

Наименование параметров	Серийный воздушно-масляный радиатор	Опытный жидкостно-масляный теплообменник
Поверхность охлаждения по маслу, м <sup>2</sup>	1,5	0,395
Площадь проходного сечения для масла, мм <sup>2</sup>	890	235
Поверхность охлаждения по воздуху, м <sup>2</sup>	1,73	—
Поверхность охлаждения по жидкости, м <sup>2</sup>	—	0,15
Сухая масса, кг	16,7	4,4

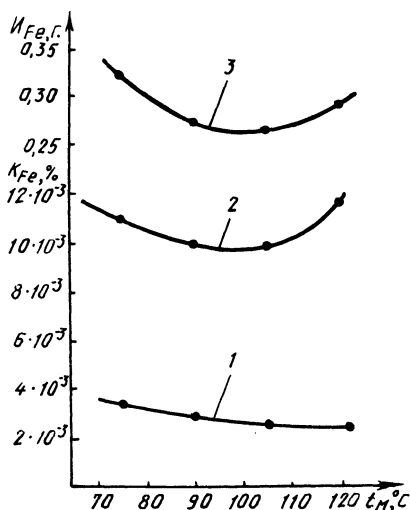


Рис. 1. Влияние температуры масла М10—Г<sub>2</sub> на интенсивность изнашивания основных деталей двигателя Д-240Т, определенное методом спектрального анализа:

1 — концентрация железа в масле; 2 — концентрация железа в отложениях центробежного фильтра; 3 — количество железа, потерянное основными деталями двигателя за 60 моточасов работы, характеризующее их суммарным изнашиванием.

Как показали исследования, при замене серийного воздушно-масляного радиатора опытным жидкостно-масляным теплообменником на дизеле Д-240Т, работающем в номинальном режиме, температура масла повышается на 10 °С. В режиме максимального крутящего момента температура масла повышается на 12,5 °С. Такой температурный режим смазочного масла не превышает уровень аналогичных зарубежных дизелей с турбонаддувом, снабженных жидкостно-масляными теплообменниками. Нашими предыдущими исследованиями установлено, что температурный режим масла М-10Г<sub>2</sub>, равный 110 °С, не вызывает повышенное изнашивание основных деталей дизеля (рис. 1).

Исключение из аэродинамического тракта серийного воздушно-масляного радиатора, устанавливаемого перед водяным радиатором, обеспечивает повышение средней скорости воздуха перед его фронтальной поверхностью на всем диапазоне скоростного режима дизеля (от  $n = 1400$  до  $n = 2200$  мин<sup>-1</sup>). Вследствие этого температурный режим охлаждающей жидкости находится на одном уровне как с опытным жидкостно-масляным теплообменником, так и с серийным воздушно-масляным радиатором.

Оценка установки опытного жидкостно-масляного теплообменника на экономичность работы дизеля производилась снятием серии нагрузочных и регуляторных характеристик. Анализ этих характеристик показал, что более высокая температура масла и снижение сопротивления аэродинамического тракта при использовании жидкостно-масляного теплообменника обеспечивают повышение мощностных и экономических показателей дизеля. Так например, при работе дизеля с полной подачей топлива и температуре окружающей среды +35 °С замена воздушно-масляного радиатора опытным жидкостно-масляным теплообменником позволяет снизить оценочный удельный расход топлива на 5,0 г/(кВт·ч). Эффективная мощность при этом повышается на 5,4 кВт (рис. 2). При частичной подаче топлива (50 % полной подачи топлива) и температуре окружающей среды +25 °С оценочный эффективный расход топлива снижается на 2 г/(кВт·ч). Эффективная мощность дизеля увеличивается на 2,7 кВт.

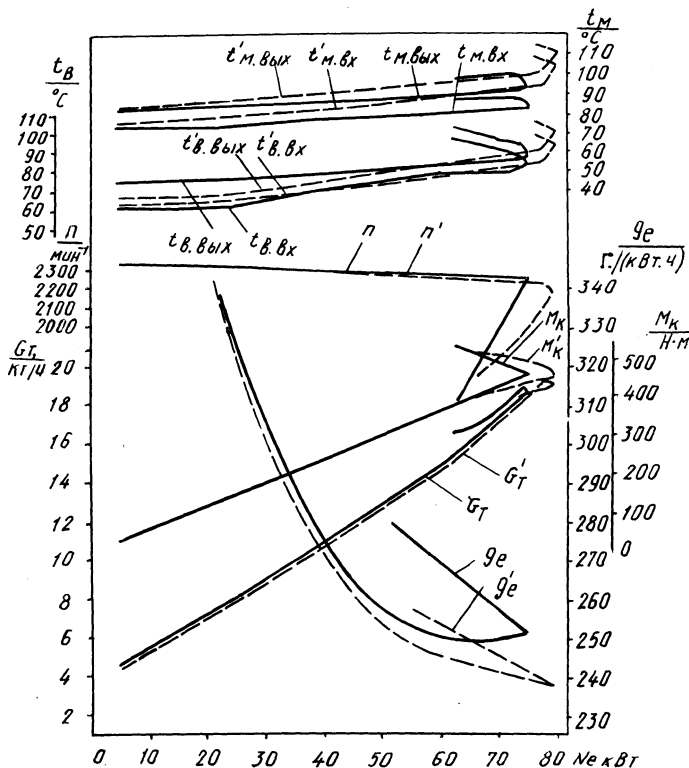


Рис. 2. Внешние регуляторные характеристики закапотированного дизеля Д-240Т при температуре окружающей среды  $+35^{\circ}\text{C}$  и давлении  $B_{\text{окр}} = 728\text{--}734$  мм рт.ст.: сплошная линия — с серийным воздушно-масляным радиатором; пунктирная линия — с опытным жидкостно-масляным теплообменником.

Возрастание производительности топливного насоса при использовании опытного жидкостно-масляного теплообменника объясняется лучшим его охлаждением в подкапотном пространстве в результате снижения аэродинамического сопротивления воздушного тракта.

Повышение температуры охлаждающей воды закрытием шторки водяного радиатора обеспечивает рост температуры масла и снижение эффективного удельного расхода топлива. Так например, поддержание температуры охлаждающей жидкости в пределах  $90\text{--}95^{\circ}\text{C}$  закрытием шторки водяного радиатора на частичном скоростном режиме ( $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ , температура окружающей среды  $+25^{\circ}\text{C}$ ) обеспечивает снижение эффективного удельного расхода топлива на  $3\text{--}5$  г/(кВт·ч).

Наиболее эффективным и экономически целесообразным способом регулирования температурного режима дизеля является использование вентилятора только в случае необходимости. Для автоматического регулирования частоты вращения вентилятора используются различные приводы: фрикционные, вязкостные, электромагнитные и гидродинамические муфты, а также отдельные электродвигатели [2–4].

Привод вентилятора посредством гидродинамической муфты осуществляется на дизеле ЯМЗ-240Б, 8ДВТ-330 и некоторых других. Необходимая частота вращения вентилятора обеспечивается термклапаном, который регулирует подачу масла в гидромуфту переменного наполнения. Приводы вентиляторов с гидромуфтой в настоящее время разрабатываются для новых тракторных дизелей СМД, АМЗ, ММЗ и ВТЗ. Однако гидродинамические приводы вентиляторов, где в качестве рабочей жидкости гидромуфт используется масло дизеля, имеют определенные недостатки:

- значительные отложения смолообразующих веществ на периферии охватывающего кожуа гидромуфты;
- облитерация сливных отверстий в кожухе;
- возможность попадания охлаждающей жидкости в масло при расположении гидродинамического привода в одном корпусе с водяным насосом дизеля.

Разработанный в Белорусском институте механизации сельского хозяйства гидродинамический привод вентилятора отличается тем, что в качестве рабочей используется охлаждающая жидкость из системы охлаждения дизеля (вода или антифриз). Такая конструкция привода является более простой, так как не требует дополнительных подводящих и отводящих трубопроводов. Использование в качестве рабочей жидкости воды или антифриза, имеющих меньшую вязкость и большую плотность в сравнении с минеральными маслами, способствует повышению КПД передачи.

Предварительные исследования разработанного гидродинамического привода вентилятора на дизеле Д-260Т показали, что он в основном отвечает требованиям, предъявляемым к устройствам автоматического регулирования температурного состояния дизелей. Так например, при заполнении рабочей полости гидромуфты жидкостью из системы охлаждения, поступающей через термклапан, максимальная частота вращения вентилятора ( $n = 2620 \text{ мин}^{-1}$ )

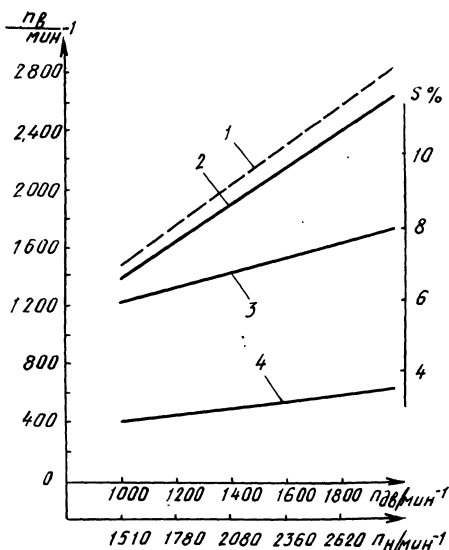


Рис. 3. Характеристики гидродинамического привода вентилятора двигателя Д-260Т:

- 1 — частота вращения приводного шкива  $n_{п}$ ; 2 — частота вращения вентилятора  $n_{в}$ ; 3 — скольжение гидромуфты  $S = 1 - (n_{в}/n_{п})$ ; 4 — характеристика холостого хода гидрпривода  $n_{в}$ .

Результаты сравнительных стено-  
с серийным воздушно-масляным радиатором ивых исследований дизеля Д-240Т  
опытным жидкостно-масляным теплообменником

Комплектация дизеля и режим работы (полная подача топлива и $T_{окр} = +35^{\circ}\text{C}$ )	Темпера		тура, $^{\circ}\text{C}$		Объемный расход масла $V_M$ , л/мин	Объемный расход воды $V_V$ , л/мин	Тепловой поток от масла $Q$ , кВт
	воды		масла				
	на выходе из дизеля	на входе в дизель	на выходе из дизеля	на входе в дизель			
С серийным воздушно-масляным радиатором: $N_{ен} = 68,7$ кВт; $n = 2200$ мин $^{-1}$ ; $G_T = 17,2$ кг/ч; $g_e = 250$ г/кВт·ч; $N_{е max} = 60,6$ кВт; $n = 1725$ мин $^{-1}$ ; $G_T = 15,5$ кг/ч; $g_e = 256$ г/кВт·ч;	93,5	88	100	86	15,2	110	6,44
С опытным жидкостно-масляным теплообменником: $N_{ен} = 69,3$ кВт; $n = 2200$ мин $^{-1}$ ; $G_T = 17,4$ кг/ч; $g_e = 251$ г/кВт·ч; $N_{е max} = 60,9$ кВт; $n = 1725$ мин $^{-1}$ ; $G_T = 15,1$ кг/ч; $g_e = 248$ г/кВт·ч;	95	89	110	97,5	13,5	105	5,15
	101	94,5	107,5	98,5	13,0	83,3	3,56

достигается за 35–40 с. Коэффициент скольжения муфты не превышает 8 % при частоте вращения коленчатого вала дизеля  $n = 2000$  мин $^{-1}$  (рис. 3). После закрытия термклапана на номинальном скоростном режиме работы дизеля происходит снижение частоты вращения вентилятора до  $n = 620$  мин $^{-1}$  за 2,5–3 мин. Из характеристики холостого хода гидродинамического привода видно, что частота вращения вентилятора снижается с  $n = 620$  мин $^{-1}$  до  $n = 400$  мин $^{-1}$  при изменении скоростного режима дизеля от  $n = 2000$  мин $^{-1}$  до  $n = 1000$  мин $^{-1}$ .

В настоящее время в БИМСХ совместно с МТЗ и ММЗ проводятся работы по конструктивному совершенствованию разработанного привода вентилятора с гидродинамической муфтой переменного наполнения.

В результате проведенных работ можно сделать следующие выводы:

1. Существующий способ регулирования на тракторе МТЗ-100 не обеспечивает поддержания оптимального температурного режима дизеля Д-240Т в условиях пониженных температур окружающей среды.

2. Замена серийного воздушно-масляного радиатора опытным жидкостно-масляным теплообменником вызывает повышение температуры смазочного масла на  $10^{\circ}$  и  $12,5^{\circ}\text{C}$  на номинальном режиме и максимальном крутящем моменте дизеля. Максимальный температурный уровень масла  $M-10Г_2$ , равный  $110^{\circ}\text{C}$ , является вполне допустимым для дизеля Д-240Т.

3. При работе дизеля Д-240Т с опытным жидкостно-масляным теплообменником повышаются его мощностно-экономические показатели как за счет повышения температуры масла, так и в результате снижения аэродинамического сопротивления подкапотного пространства. Отсутствие перед водяным радиатором масляного упрощает обслуживание и эксплуатацию трактора.

4. Для обеспечения оптимальных температур охлаждающей жидкости и смазочного масла наиболее эффективным средством является автоматически отключаемый вентилятор с гидродинамической муфтой переменного наполнения.

5. Использование в гидродинамической муфте переменного наполнения в качестве рабочей жидкости воды или антифриза упрощает конструкцию привода.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Глушаков В.С., Николаевич А.И., Сайко В.И. Научно-технический отчет БИМСХ–НИКТИД по теме: "Совершенствование конструкции жидкостно-масляного теплообменника для трактора МТЗ-100 с дизелем Д-240". – Минск, 1982, № Госрегистрации 01827058914.
2. Гольнев В.С. Система автоматического регулирования теплового состояния двигателей: Обзор. – М./ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1972, с. 40–78.
3. Гавриленко Б.А., Семичасов И.Ф. Гидродинамические муфты и трансформаторы. – М., 1969, с. 28–60.
4. Тракторные дизели: Справочник/Б.А.Взоров, А.В.Адамович, А.Г.Арабян и др. – М., 1981, с. 460–463.