

## Литература

1. Беляев, Н.М. Защита почвы от эрозии и переуплотнения: (Отеч. и зарубеж. опыт): [ Аналит. обзор / Н.М. Беляев]. – М.: Ин-т «Информагротех», 1991. – 36 с.: ил.
2. Жук, А.Ф. Почвовлагодобывающие технологии и комбинированные машины / А.Ф. Жук, А.П. Спиринов, В.В. Покровский. – М.: ВИМ, 2001. – 90 с.
3. Пупонин, А.И. Обработка почвы в интенсивном земледелии Нечерноземной зоны / А.И. Пупонин. – М.: Колос, 1984. – 184 с.

УДК 621.43

**А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко**

*(УО «БГАТУ»,*

*г. Минск, Республика Беларусь)*

**А.А. Жешко**

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси*

*по механизации сельского хозяйства»,*

*г. Минск, Республика Беларусь)*

**ОЦЕНКА**

**ЭФФЕКТИВНОСТИ**

**СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ**

**ДВИГАТЕЛЕЙ**

**МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

## Введение

Испытания систем охлаждения предполагают определение влияния на температурный режим охлаждающей жидкости параметров жидкостного и воздушного контуров, условий окружающей среды, режимов работы двигателя. При испытании определяется численное значение контролируемого параметра при изменении отдельного параметра системы или их совокупности. Испытания и их проведение требуют значительных материальных затрат на разработку и изготовление стендовой установки, расходов энергоносителей на работу моторной установки. Результаты проводимых работ порой весьма незначительны и не позволяют определить характер и динамику изменения исследуемого параметра в зависимости от переменного. Приведенная математическая модель, линейные графические зависимости параметров системы охлаждения позволяют получать результаты, аналогичные результатам испытаний, проводимых на стендовых установках. Моделирование с использованием компьютерных технологий значительно сократит время на получение необходимой информации и не потребует больших материальных затрат, что ускорит принятие решений при проектировании систем охлаждения.

Предлагаемая вашему вниманию статья является продолжением ранее опубликованного материала [1, с. 11].

## Предельные критические точки процессов теплопередачи системы охлаждения

Рассмотрим схему расчета системы охлаждения, приведенную в работах [1, 2, 3] и представленную на рисунке 7. Предельная точка теплопередачи от жидкости к поверхности охлаждения радиатора находится в точке D, к потоку воздуха – в точке E. Точка D образуется пересечением зависимостей  $Q_V = Q(T_V)$  и  $Q_F = Q(\bar{T}_V, \bar{T}_W)$ , точка E – зависимостей  $Q_V = Q(T_V)$  и  $Q_W = Q(T_W)$ .

Учитывая, что  $\Delta T_V = T_{V2} - T_{V1} = q_V Q_V$ , а также  $\Delta \bar{T}_{V-W} = \bar{T}_V - \bar{T}_W = q_F Q_F$ , где  $q_V$  – коэффициент пропорциональности, равный  $q_V = 1/(c_{pV} G_V)$ , а  $q_F$  – коэффициент пропорциональности, равный  $q_F = 1/(k_r F)$ , запишем следующие выражения:

$$T_{V.Д} - T_{V1} = q_V (Q_{V.Д} - Q_{V1}); \quad (1)$$

$$T_{F.Д} - \bar{T}_W = q_F (Q_{F.Д} - Q_{V1}). \quad (2)$$

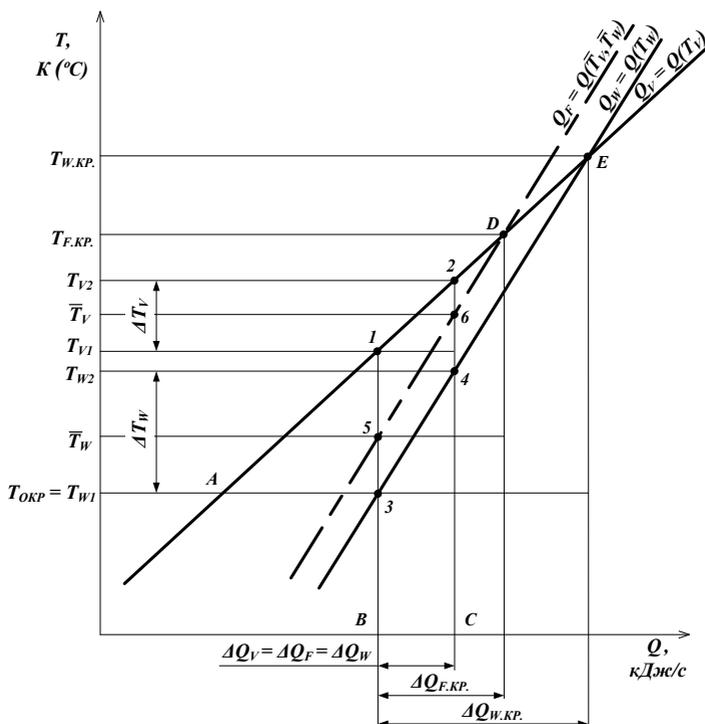


Рисунок 7 – Принципиальная схема для расчета параметров системы охлаждения двигателя мобильной машины

Так как  $Q_{V.Д} - Q_{V1} = \Delta Q_{V.Д}$ ,  $Q_{F.Д} - Q_{V1} = \Delta Q_{F.Д}$  и  $\Delta Q_{V.Д} = \Delta Q_{F.Д}$ ,  $T_{V.Д} = T_{F.Д}$ , решив уравнения (1) и (2), можно записать:

$$\Delta Q_{F.Д} (q_F - q_V) = T_{V1} - \bar{T}_W. \quad (3)$$

Из уравнения (3) определим

$$\Delta Q_{F.Д} = \frac{1}{q_F - q_V} (T_{V1} - \bar{T}_W). \quad (4)$$

По уравнению (4) рассчитывается максимальное количество теплоты, которое поверхность охлаждения может воспринять от охлаждающей жидкости и передать потоку воздуха, т.е.  $Q_{F.МAХ} = Q_{F.Д}$ . После преобразования уравнение (4) запишем в виде:

$$\Delta Q_{F.МAХ} = \frac{T_{V1} - \bar{T}_W}{\frac{1}{k_T F} - \frac{1}{c_{pV} G_V}}. \quad (5)$$

Из уравнения (5) определим температуру, до которой возможна теплопередача от охлаждающей жидкости к поверхности охлаждения радиатора:

$$T_{V.МAХ} = T_{F.МAХ} = \frac{(T_{V1} - \bar{T}_W)}{1 - \frac{q_V}{q_F}} + \bar{T}_W. \quad (6)$$

После преобразования уравнение (6) запишем в виде:

$$T_{F.МAХ} = \frac{(T_{V1} - \bar{T}_W)}{1 - \frac{k_T F}{c_{pV} G_V}} + \bar{T}_W. \quad (7)$$

Максимальная температура теплообмена между потоком жидкости и радиатором определяется температурными параметрами системы охлаждения, параметрами жидкостного тракта и радиатора.

Процессы теплообмена между жидкостью и потоком воздуха описываются системой уравнений:

$$T_{V.E} - T_{V1} = q_V \Delta Q_{V.E}. \quad (8)$$

$$T_{W.E} - T_{W1} = q_W \Delta Q_{W.E}. \quad (9)$$

При решении уравнений (8) и (9) определим максимальное количество теплоты, которое поток воздуха может воспринять от охлаждающей жидкости:

$$\Delta Q_{W.МAХ} = \frac{1}{(q_W - q_V)} (T_{V1} - T_{W1}).$$

После преобразования уравнение приведем к виду

$$\Delta Q_{W.MAX} = \frac{T_{V1} - T_{W1}}{\frac{1}{c_{pW}G_W} - \frac{1}{c_{pV}G_V}}. \quad (10)$$

Максимальная температура охлаждающей жидкости, до которой поток воздуха может воспринимать теплоту,

$$T_{V.MAX} = T_{W.MAX} = \frac{T_{V1} - T_{W1}}{1 - \frac{c_{pW}G_W}{c_{pV}G_V}} + T_{W1}. \quad (11)$$

Теплообмен между охлаждающей жидкостью и потоком воздуха в системе охлаждения не может доходить до критической точки E, так как предельные возможности теплообмена поверхности охлаждения радиатора, определяемые точкой D, значительно меньше. Уменьшение расходов теплоносителей, их температуры снижает критическую точку теплообмена контура охлаждения по воздуху. Предельное количество теплоты, воспринимаемое воздушной средой, также уменьшается.

Проведем расчет критических точек системы охлаждения с дизелем Д-243 с различными типами радиаторов по полученным формулам. Расходы и температуры охлаждающей жидкости, и потока воздуха получены по результатам стендовых испытаний систем охлаждения и представлены в таблице 1.

**Таблица 1 – Результаты стендовых моторных испытаний системы охлаждения с разными типами радиаторов дизеля Д-243 трактора «Беларус-80.1»**

Тип радиатора	Поверхность охлаждения радиатора, F, м <sup>2</sup>	Расход охлаждающей жидкости, V, м <sup>3</sup> /ч (кг/с)	Расход потока воздуха, W, м <sup>3</sup> /ч (кг/с)	Теплота, отводимая жидкостью, ΔQ <sub>V</sub> , кДж/с	Температура охлаждающей жидкости, °С		Температура воздуха, °С	
					T <sub>V1</sub>	T <sub>V2</sub>	T <sub>W1</sub>	T <sub>W2</sub>
1. Трубчато-пластинчатый, 4-рядн., латун.	12,6	5,9 (1,58)	4920 (1,49)	33,23	91	96	42	68
2. Трубчато-пластинчатый, 4-рядн., алюм.	12,01	5,5 (1,50)	4720 (1,43)	31,04	86	90,9	41	65,5
3. Трубчато-ленточный, 4-рядн., алюм.	14,33	5,3 (1,42)	5150 (1,56)	29,89	88	93	41	64,5
4. Трубчато-ленточный, 2-рядн., поверхн. период. дрос., алюм.	8,01	5,3 (1,42)	5080 (1,54)	29,69	104	109	44,2	66,2
5. Трубчатый, оребренный, алюм.	11,77	5,5 (1,48)	4250 (1,29)	31,04	86	91	46	74

Приведенные радиаторы имели сердцевины следующих типов: пластинчатый, ленточный, ленточный с поверхностью периодического дросселирования и из оребренных трубок. Охлаждающие поверхности радиаторов были выполнены из латуни Л-62 и алюминиевых сплавов. Фронтные геометрические размеры радиаторов были одинаковы, по глубине радиаторы отличались числом рядов. Вследствие различного гидравлического и аэродинамического сопротивления радиаторов расходы теплоносителей были не равны. В качестве основного, базового, был принят трубчато-пластинчатый радиатор, применяемый на тракторе «Беларус-80.1».

Испытания систем охлаждения проводились в тепловой камере на моторной установке совместно с дизелем Д-243 при температуре окружающей среды  $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В качестве охлаждающей жидкости использовалась вода, избыточное давление в жидкостном контуре системы составляло  $0,053\text{ МПа}$ . Компоновка воздушного контура испытываемых систем охлаждения соответствовала компоновке контура трактора «Беларус-80.1». Испытания проводились в режиме работы дизеля, соответствующем номинальной мощности  $N_{e,НОМ} = 57,3\text{ кВт}$  при частоте вращения коленчатого вала  $n_e = 2200\text{ мин}^{-1}$ .

Из таблицы 1 следует, что температурный режим дизеля с испытываемыми радиаторами в исполнении систем охлаждения (п. 1–3, 5) обеспечивался в заданных пределах, температура воды в жидкостном контуре на выходе из дизеля составляла  $91\dots96\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Исключение составила система (4) с 2-рядным алюминиевым радиатором с поверхностью периодического дросселирования, у которой температура жидкости  $T_{12} = 109\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что превышает допустимое значение контролируемой температуры. Температура воздуха на входе в водяной радиатор превышала температуру окружающей среды ( $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) на  $6\dots11\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Это определялось количеством теплоты, рассеиваемым масляным радиатором, и аэродинамическим сопротивлением водяного радиатора, способствующим нахождению воздуха в сердцевине масляного радиатора более продолжительное время. По компоновке масляный радиатор устанавливался перед водяным, и воздух, просасываемый через водяной радиатор, нагревался перед поступлением в водяной радиатор. Перепад температуры воздуха на входе в водяной радиатор и выходе из него составил  $\Delta T_w = 22\dots28\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Количество теплоты, отводимое в охлаждающую жидкость, наибольшее значение имеет у базового трубчато-пластинчатого радиатора и составляет  $\Delta Q_V = 33,23\text{ кДж/с}$ , что превышает этот параметр исследуемых комплектаций на  $6,6\dots10,6\text{ \%}$ .

Данные таблицы 1 говорят о том, что при примерно одинаковом отводимом от двигателя количестве теплоты в охлаждающую жидкость наибольшим запасом по теплопередаче обладают трубчато-пластинчатые 4-рядные радиаторы с охлаждающими пластинами из латуни Л-62, наи-

меньшим – трубчато-ленточные 2-рядные радиаторы с поверхностью периодического дросселирования с охлаждающими лентами из алюминиевых сплавов. Это свидетельствует об эффективном использовании 2-рядных трубчато-ленточных радиаторов. Запас теплопередачи по воздуху у 2-рядных ленточных радиаторов значительно превышает этот параметр у пластинчатых радиаторов. Соответственно, максимальные значения температур теплообмена поверхности охлаждения и потока воздуха у ленточных радиаторов выше, чем у пластинчатых.

Из таблицы следует, что при оценке систем по значению температурного режима охлаждающей жидкости заданный оптимальный температурный режим ( $T_{V2} = 95_{-2}^{+3}$  °C) обеспечивают системы в комплектации трубчато-пластинчатым радиатором из латуни (п. 1) и трубчато-ленточным радиатором из алюминия (п. 3). Системы по п. 2 и п. 5 имеют температуру ниже задаваемой на 1 °C, а система охлаждения по п. 4 в комплектации с трубчато-ленточным радиатором с поверхностью периодического дросселирования находится в состоянии перегрева, т.к. температура жидкости на выходе из двигателя  $T_{V2} = 104$  °C, что превышает температуру кипения воды при избыточном давлении в системе 0,053 МПа на 4 °C.

Расчетные предельные параметры испытанных систем приведены в таблице 2, из которой следует, что возможности систем охлаждения по обеспечению теплового режима дизеля при увеличении теплоотдачи в охлаждающую жидкость ограничены. Вместе с тем минимальная разность между предельно возможным и отводимым количеством теплоты ( $\Delta Q_{V,MAX} - \Delta Q_V$ ) свидетельствует об эффективном использовании поверхности. Эта разность ( $\Delta Q_{V,MAX} - \Delta Q_V$ ) говорит об эффективном использовании возможностей теплообмена и потока воздуха.

Возможности теплопередачи поверхности охлаждения системы по п. 4 с радиатором периодического дросселирования находятся на пределе, разность составляет 1,51 кДж/с, температурный режим охлаждающей жидкости превышает заданный. Возможности теплопередачи потока воздуха этой системы используются недостаточно, разность между возможным и отводимым количеством теплоты составляет 74,31 кДж/с. Критические значения температур охлаждающей жидкости и потока воздуха превышают эти параметры у других систем. Система охлаждения по п. 4 в отмеченной комплектации неспособна обеспечить охлаждение дизеля.

Параметром оценки работоспособности системы является также температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя  $T_{V2}$ . Принято считать, что двигатель наиболее эффективно обеспечивает мощностные и экономические показатели при температуре охлаждающей

**Таблица 2 – Предельные и критические параметры систем охлаждения по результатам стендовых испытаний**

Тип радиатора	Предельное количество теплоты, кДж/с		Критические температуры теплообмена, °С	
	поверхности радиатора, $\Delta Q_{F,MAX}$	потока воздуха, $\Delta Q_{W,MAX}$	поверхности, $T_{F,MAX}$	потока воздуха, $T_{W,MAX}$
1. Трубчато-пластинчатый, 4-рядн., латун.	35,64	77,53	96,4	102,7
2. Трубчато-пластинчатый, 4-рядн., алюм.	33,79	71,6	91,4	97,5
3. Трубчато-ленточный, 4-рядн., алюм.	32,18	75,9	93,1	100,7
4. Трубчато-ленточный, 2-рядн., поверхн. период. дрос., алюм.	31,2	104,0	109,4	121,8
5. Трубчатый, оребренный, алюм.	34,3	53,98	91,7	94,8

жидкости, равной 93...98 °С [4]. Максимальное значение температуры жидкости не должно быть равно или превышать температуру, при которой начинается парообразование. Таким образом, по температуре охлаждающей жидкости существуют два ограничения. Эти ограничивающие пределы сравним с максимальным значением температуры  $T_{F,MAX}$ , при котором теплообмен между охлаждающей жидкостью и поверхностью охлаждения невозможен. Максимальная температура теплообмена должна быть примерно равна или больше максимально допустимой рабочей температуры охлаждающей жидкости, равной для системы охлаждения 99...100 °С. Разность между максимальной температурой теплообмена и рабочей температурой охлаждающей жидкости определяет работоспособность системы, эта разность должна составлять  $T_{F,MAX} - T_{V2} > 2...7$  °С. При меньшем значении этого перепада система охлаждения работоспособна, но при незначительном увеличении поступающего количества теплоты в охлаждающую жидкость, например перепад между максимальной температурой теплообмена и рабочей температурой жидкости на выходе из двигателя составляет 0,4 °С, наблюдается недостаточный температурный запас системы охлаждения. Наибольшее значение этого перепада температур, равное 0,7 °С, у системы с трубчатым оребренным радиатором, наименьшее, равное 0,1 °С, – у системы с трубчато-ленточным радиатором из алюминиевых сплавов. Увеличение температурного запаса может быть достигнуто путем увеличения поверхности охлаждения радиатора или расхода потока воздуха.

Из испытанных систем охлаждения по параметрам теплообмена и критическим температурам наиболее эффективной является базовая

система по п. 1 в комплектации с трубчато-пластинчатым радиатором. Температурный режим охлаждающей жидкости системы в данной комплектации, как отмечалось ранее, находится в задаваемых пределах.

### **Эффективность использования теплоносителей и поверхности охлаждения**

Воспользуемся предельными и критическим параметрами для оценки эффективности использования поверхности охлаждения радиатора и потока воздуха. Система охлаждения должна обеспечивать заданную температуру охлаждающей жидкости на всех скоростных и нагрузочных режимах работы двигателя и при различных условиях эксплуатации. При этом энергетические затраты на привод вентилятора, водяного насоса, как отмечалось ранее, должны быть наименьшими. Для оценки системы охлаждения используется энергетический метод [5], оценивающий соотношение переданного количества тепловой энергии в окружающую среду и энергии, затраченной на передачу этого количества теплоты, при циркуляции охлаждающей жидкости и потока воздуха. При этом отводимую теплоту и затраченную энергию относят к единице поверхности охлаждения. Критерием оценки является условный энергетический коэффициент, оценивающий единицу поверхности охлаждения радиатора. При проектировании систем охлаждения оценка по этому методу затруднена ввиду отсутствия данных по энергетическим затратам водяного насоса и вентилятора. К тому же этот коэффициент не оценивает тепловую эффективность системы, ее способность обеспечивать охлаждение двигателя.

Приведенный метод моделирования процессов теплопередачи в системе охлаждения позволяет рассматривать передаваемую тепловую энергию радиатором или теплообменником с заданными теплоносителями и оценить совершенство системы по тепловоспринимающей и теплорассеивающей способностям радиатора, потоков охлаждающей жидкости и воздуха, просасываемого через сердцевину радиатора. Эти критерии позволят оценить эффективность поверхности охлаждения радиатора в совокупности с потоками теплоносителей.

Поверхность охлаждения радиатора рассчитывается исходя из принимаемых или имеющихся расходов жидкости и воздуха. Эффективность выбранной площади поверхности радиатора и принятых расходов теплоносителей оценим отношением количества теплоты, которое отводится или необходимо отвести от охлаждающей жидкости, к максимальным тепловоспринимающим способностям радиатора и потока воздуха.

Количество теплоты, которое отводится от охлаждающей жидкости, равно  $Q_V$ , максимальная воспринимающая способность радиатора определяется пересечением графиков зависимостей  $Q_V = Q(T_V)$  и  $Q_F = Q(\bar{T}_V, \bar{T}_W)$  в точке D (рисунок 7), для потока воздуха – пересечени-

ем графиков  $Q_V = Q(T_V)$  и  $Q_W = Q(T_W)$  в точке E. Количество теплоты, которое может воспринять от охлаждающей жидкости поверхность охлаждения радиатора и передать потоку воздуха, равно  $\Delta Q_{F,MAX}$ , а количество теплоты, которое может воспринять поток воздуха, равно  $\Delta Q_{W,MAX}$ . Максимальное количество теплоты, которое может передать поверхность охлаждения радиатора потоку воздуха, определяется по формуле (5). Количество теплоты, которое может воспринять поток воздуха, определяется по формуле (10).

Разность  $\Delta Q_{F,MAX} - \Delta Q_V = Q_F$  является тем количеством теплоты, которое радиатор способен отвести дополнительно к тому количеству, которое он отводит, обеспечивая охлаждение двигателя при данных параметрах системы охлаждения.

Систему охлаждения будем оценивать по двум критериям – работоспособности и надежности. Работоспособность системы будем оценивать абсолютными значениями ее параметров и превышением действительных и допустимых значений этих параметров. Превышение допустимого и действительного значения параметра определяет запас этого параметра. Надежность системы будем оценивать значениями коэффициента теплопередачи от охлаждающей жидкости воздуху через поверхность охлаждения радиатора и степенью использования поверхности охлаждения и потока воздуха. Использование поверхности и потока воздуха оценивается коэффициентом использования, равным отношению действительного значения показателя к максимально возможному при принятых значениях параметров системы.

В соответствии с вышеизложенным количество теплоты, которое поверхность охлаждения передает потоку воздуха, имеет два значения. Одно значение равно количеству теплоты, поступающему в охлаждающую жидкость и отводимому потоком воздуха в окружающую среду. Другое значение расчетное и соответствует максимальному количеству теплоты, которое поверхность охлаждения способна воспринять и передать потоку воздуха при неизменных расходах охлаждающей жидкости и воздуха. Разность этих значений параметра определяет запас системы при проектировании:

$$Q_F = \Delta Q_{F,MAX} - \Delta Q_V.$$

Превышение максимально возможного значения этого параметра и действительного, принятого при проектировании системы охлаждения, подтверждает способность системы охлаждения отводить заданное количество теплоты с некоторым превышением, а отношение

$$\xi_F = \frac{Q_F}{\Delta Q_V} \cdot 100 \% \quad (12)$$

определяет численное значение запаса поверхности охлаждения по передаче теплоты потоку воздуха.

Из таблиц 1 и 2 следует, что абсолютное значение запаса по теплопередаче системы базовой комплектации по п. 1 составляет 2,41 кДж/с и коэффициент запаса равен 7,3 %. Наибольший коэффициент запаса, равный 10,5 %, имеет система охлаждения с трубчатым оребренным алюминиевым радиатором, наименьший, равный 5,1 %, – у системы охлаждения с 2-рядным трубчато-ленточным радиатором с поверхностью периодического дросселирования. Коэффициент запаса по теплопередаче находится в пределах 10...15 %, это значение запаса рекомендуется принимать при расчете радиатора. Рассмотренные системы охлаждения работоспособны, но возможности стабилизации температурного режима при увеличении теплопередачи в охлаждающую жидкость от цилиндров двигателя незначительны.

Надежность функционирования системы охлаждения оценим коэффициентом использования поверхности охлаждения радиатора, равным отношению отводимого количества теплоты для обеспечения заданного температурного режима двигателя к максимально возможной теплорассеивающей способности этого радиатора:

$$\varepsilon_F = \frac{\Delta Q_V}{\Delta Q_{F.MAX}}$$

Приняв, что  $\Delta Q_V = \Delta T_V / q_V$  и подставив  $\Delta Q_{F.MAX}$  по формуле (5), получим

$$\varepsilon_F = \frac{\Delta T_V}{(T_{V1} - \bar{T}_W)} \left( \frac{q_F}{q_V} - 1 \right). \quad (13)$$

После преобразования формулу (13) приведем к виду:

$$\varepsilon_F = \frac{\Delta \bar{T}_{V-W} - \Delta T_V}{T_{V1} - \bar{T}_W}.$$

Проведенные исследования показывают (таблица 3), что коэффициент использования систем охлаждения, обеспечивающих заданную температуру охлаждающей жидкости, находится в пределах 0,90...0,93. У системы охлаждения с 2-рядным трубчато-ленточным радиатором с поверхностью периодического дросселирования  $\varepsilon_F = 0,95$ .

Вторым коэффициентом, оценивающим систему охлаждения, является коэффициент использования воздуха, равный отношению отводимого количества теплоты от двигателя к максимальной возможной тепловоспринимающей способности воздуха при заданных расходах теплоносителей и охлаждающей поверхности:

$$\varepsilon_W = \frac{\Delta Q_V}{\Delta Q_{W.MAX}}. \quad (14)$$

Используя формулу (10), получим:

$$\varepsilon_W = \frac{\Delta T_V}{T_{V1} - T_{W1}} \left( \frac{q_W}{q_V} - 1 \right). \quad (15)$$

После преобразования формулу (15) приведем к виду:

$$\varepsilon_W = \frac{\Delta T_W - \Delta T_V}{T_{V1} - T_{W1}}.$$

**Таблица 3 – Оценка эффективности систем охлаждения по результатам стендовых испытаний**

Тип радиатора	Коэффициент использования потока воздуха, $\varepsilon_W$	Коэффициент использования поверхности охлаждения, $\varepsilon_F$	КПД системы охлаждения, $\eta_K$
Трубчато-пластинчатый, 4-рядн., латун.	0,43	0,93	0,46
Трубчато-пластинчатый, 4-рядн., алюм.	0,43	0,92	0,47
Трубчато-ленточный, 4-рядн., алюм.	0,39	0,92	0,42
Трубчато-ленточный, 2-рядн., по-верхн. период. дрос., алюм.	0,28	0,95	0,29
Трубчатый, оребренный, алюм.	0,575	0,90	0,64

Коэффициент использования потока воздуха определяется количеством теплоты, отводимой от двигателя в охлаждающую жидкость, расходом воздуха, а также зависит от перепада температур охлаждающей жидкости на выходе из радиатора и температуры потока воздуха на входе в радиатор.

Проведенные исследования показывают (таблица 3), что коэффициент использования потока воздуха испытанных систем охлаждения, обеспечивающих заданную температуру охлаждающей жидкости, находится в пределах 0,39...0,57. У системы охлаждения с 2-рядным трубчато-ленточным радиатором с поверхностью периодического дросселирования, температурный режим двигателя при которой превышает заданный, равен  $\varepsilon_W = 0,28$ , что свидетельствует о неэффективном использовании потока воздуха.

Эффективность системы охлаждения теплового контура двигателя будем оценивать отношением количества теплоты, которое может воспринять и передать поверхность охлаждения радиатора, к количеству теплоты, которое может воспринять и рассеять в окружающую среду поток воздуха. Этот оценочный параметр назовем коэффициентом эффективности теплового контура системы охлаждения:

$$E = \frac{\Delta Q_{F.MAX}}{\Delta Q_{W.MAX}}. \quad (16)$$

После преобразования уравнения (16) получим, что коэффициент эффективности теплового контура системы охлаждения равен отношению коэффициентов использования потока воздуха и поверхности охлаждения радиатора:

$$E = \frac{\varepsilon_W}{\varepsilon_F}. \quad (17)$$

Подставив в формулу (17)  $\Delta Q_{F,MAX}$  по формуле (4) и  $\Delta Q_{W,MAX}$  по формуле (10), получим

$$E = \frac{(\Delta T_W - \Delta T_V)(T_{V1} - \bar{T}_W)}{(\Delta \bar{T}_{V-W} - \Delta T_V)(T_{V1} - T_{W1})}. \quad (18)$$

Расчет по приведенным формулам коэффициента эффективности испытываемых систем охлаждения показывает, что значение этого коэффициента составляет 0,42...0,64. Система охлаждения по п. 5 не обеспечивает заданный температурный режим двигателя с радиатором, коэффициент эффективности равен всего  $\eta_K = 0,29$ . Значение коэффициента эффективности системы зависит прямо пропорционально от использования потока воздуха и, если коэффициент использования поверхности охлаждения достигнет единицы, коэффициент эффективности системы будет равен коэффициенту использования потока воздуха.

#### Анализ параметров системы охлаждения

Рассмотрим на примерах использование предлагаемого метода при определении влияния отдельных параметров системы на изменение температурного режима охлаждающей жидкости. Методом расчета или при испытаниях системы охлаждения в тепловой камере графическая модель системы имеет вид, представленный на рисунке 8. Испытания проводились при температуре окружающей среды +35 °С, соответствующей максимально допустимой. Определим, как изменится температура охлаждающей жидкости, если температура в тепловой камере уменьшится и будет равна 20 °С.

Выполним построение модели системы охлаждения при температуре окружающей среды 20 °С (рисунок 8).

При отсутствии других радиаторов и устройств, нагревающих воздух перед фронтом водяного радиатора, температура его на входе в водяной радиатор равна 20 °С. Проведем прямую, параллельную графику функции  $Q_W = Q(T_W)$ , из точки, находящейся на пересечении ординаты точки 1 с абсциссой, соответствующей температуре  $T'_{W1} = 20$  °С. Пересечение этой прямой с ординатой точки 2 определяет температуру воздуха на выходе из радиатора  $T'_{W2}$ . Графически или аналитически определим среднюю температуру воздуха и отметим ее на ординате точки 1. Прямая из этой точки, параллельная графику функции  $Q_F = Q(\bar{T}_V, \bar{T}_W)$

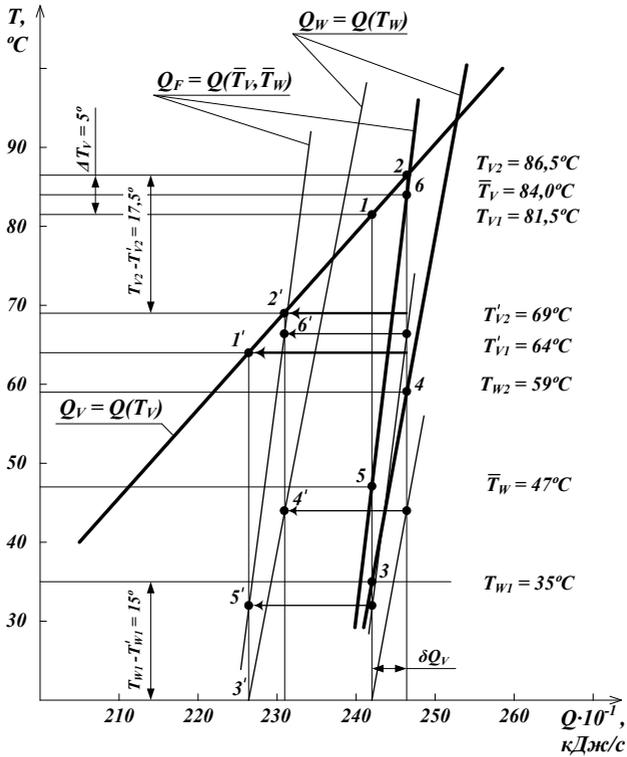


Рисунок 8 – Схема к анализу параметров системы охлаждения при снижении температуры окружающей среды

при пересечении с ординатой точки 2, определяет среднюю температуру охлаждающей жидкости  $\bar{T}_{V2}$ . Поскольку расходы теплоносителей и поверхность охлаждения неизменны, принимаем перепад температуры жидкости также неизменным и равным исходной модели системы. На ординате из точки 2 от точки 6 отмечаем отрезки, равные по значению  $\Delta T_V/2$ . Из полученных точек проводим прямые, параллельные оси абсцисс, до пересечения с графиком функции  $Q_V = Q(T_V)$ . Точки пересечения 1' и 2' определяют количество теплоты, отводимой в охлаждающую жидкость при температуре воздуха на входе в водяной радиатор при  $T'_{W1} = 20$  °С. Проведя через точки 3' и 4' график функции  $Q_W = Q(T_W)$  и через точки 5' и 6' график функции  $Q_F = Q(\bar{T}_V, \bar{T}_W)$ , получим графическую модель системы охлаждения при новых условиях функционирования. Прямые, параллельные оси абсцисс, проведенные через точки 2' и 1', определяют температуру жидкости при снижении температуры ок-

ружающей среды, разность  $(T_{V2} - T'_{V2})$  указывает на уменьшение температуры жидкости на выходе из дизеля.

Таким образом, моделирование показывает, что при неизменности параметров системы и теплоемкостей теплоносителей изменение температуры окружающей среды вызывает равное изменение температуры охлаждающей жидкости. В действительности, особенно при низкой температуре воздуха окружающей среды, количество отводимой им теплоты может увеличиться на 3...5 %, что вызовет несколько большее уменьшение температуры жидкости. Исследованиями систем охлаждения установлено, что изменение температуры воздуха на 1 °С приводит к изменению температуры жидкости на 0,8 °С [6]. Методом моделирования определяются общие закономерности изменения температуры жидкости и необходимое изменение расхода потока воздуха при установке перед водяным радиатором теплообменного устройства, повышающего температуру воздуха на входе в водяной радиатор. Данный метод позволяет решать другие задачи системы охлаждения, а именно определить влияние на температурный режим расходов теплоносителей, поверхности охлаждения и др.

### Заключение

Предложены критерии оценки использования расходов жидкости и потока воздуха системы охлаждения, коэффициент оценки системы охлаждения в целом, позволяющий рассчитать коэффициент эффективности системы охлаждения. Даны расчетные формулы предложенных критериев. Проведена оценка систем охлаждения по предложенным критериям, установлены среднестатистическое значение коэффициента использования поверхности  $\varepsilon_F = 0,92...0,95$ , коэффициента использования потока воздуха  $\varepsilon_W = 0,40...0,60$  и коэффициента эффективности системы  $E = 0,45...0,65$ .

Метод моделирования процессов теплопередачи системы охлаждения следует принимать как инструмент для расчета, определения характера изменения параметров систем охлаждения во взаимосвязи при проектировании и проведении научных исследований.

11.06.12

### Литература

1. Якубович, А.И. Линейное моделирование процессов теплопередачи в системе охлаждения ДВС / А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко, А.А. Жешко // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2011. – Вып. 45. – С. 11–23.
2. Якубович, А.И. Системы охлаждения двигателей тракторов и автомобилей. Конструкция, теория, проектирование / А.И. Якубович, Г.М. Кухаренко, В.Е. Тарасенко. – Минск: БНТУ, 2011. – 436 с.

3. Якубович, А.И. К вопросу определения параметров систем охлаждения двигателей мобильных машин / А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко // Наука и техника. – 2012. – № 2. – С. 39–45.
4. Якубович, А.И. Экономия топлива на тракторах: монография / А.И. Якубович, Г.М. Кухаренок, В.Е. Тарасенко. – Минск: БНТУ, 2009. – 229 с.
5. Бурков, В.В. Автотракторные радиаторы / В.В. Бурков, А.И. Индейкин. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1978. – 214 с.
6. 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.

УДК 631.171:621.396

**Ю.В. Авдеев, А.Д. Кононов,  
А.А. Кононов**

*(Воронежский ГАСУ,  
г. Воронеж,  
Российская Федерация)*

## **РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КООРДИНАТ В ЗАДАЧЕ ДИСТАНЦИОННОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ**

### **Введение**

При выполнении многих видов работ с помощью сельскохозяйственной, строительной и землеройной техники требуется обработка протяженных участков. При этом возникает задача автоматического дистанционного управления машинно-тракторными агрегатами (МТА) [1, 2], для которой необходимо сформулировать некоторые требования, касающиеся качества работы, выполняемой МТА, в частности, обработки рабочего поля без пропусков (то есть без временной потери управления), экономичности работы, минимизации затрат энергии, времени и т.п.

### **Объекты и методы исследований**

Для выполнения комплекса указанных требований необходимо, в частности, чтобы движение агрегата осуществлялось по оптимальным заданным траекториям. Такими траекториями могут служить спиральная (рисунок 9а), загонная (рисунок 9б), челночная с петлевым разворотом (рисунок 9в), челночная реверсивная (рисунок 9г).

При дистанционном управлении МТА с помощью координатной навигационной системы [1, 2] необходимо выбрать такую траекторию движения, которая определяла бы минимальные затраты времени на ее обработку и наименьшие погрешности при выполнении программы на вычислительном устройстве. Таким требованием, очевидно, могут отвечать те траектории, которые имеют наиболее простое математическое описание.