

УДК 629.1

В.Е. Тарасенко

*(УО «БГАТУ»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

А.А. Жешко

*(РУП «НПЦ НАН Беларуси по
механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)*

АНАЛИЗ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ОХЛАЖДЕНИЯ АВТОТРАКТОРНЫХ РАДИАТОРОВ

Введение

Материалы, применяемые для изготовления радиаторов, должны отвечать основным требованиям, а именно: эффективно передавать теплоту, обеспечивать прочность и надежность конструкции, технологичность изготовления деталей и радиатора в целом, экономичность.

Радиаторы автотракторные имеют, как правило, трубчато-пластинчатую конструкцию сердцевины. Такая конструкция определена и принята для мобильных машин, работающих в условиях повышенной запыленности, так как благодаря ей меньше засоряются наружные поверхности сердцевины. Основными теплопередающими элементами радиатора являются охлаждающие трубки и охлаждающие поверхности – пластины или ленты.

Конструкция трубок должна обеспечивать эффективную передачу теплоты от жидкости к поверхностям охлаждения. В этой связи для изготовления автотракторных радиаторов наиболее применимы плоскоовальные трубки. Толщина материала трубок выбирается из технологической и экономической целесообразности – обеспечить технологичность формирования трубки и максимально уменьшить массу радиатора. Охлаждающие поверхности – пластины или ленты, выполняются из латуни Л63 для условий умеренного климата и из меди МЗ для условий тропиков. Теплота передается через стенки трубок и охлаждающих пластин потоку воздуха. В этой связи применяемые материалы и конструкция сердцевины влияют на способность радиатора передавать теплоту воздуху. Пластины и ленты по поверхности контакта с трубками припаиваются. Трубки перед сборкой радиатора подвергаются лужению, пайка охлаждающих пластин к трубкам осуществляется припоем ПОССу30-2. От качества пайки зависит плотность контакта и эффективность передачи теплоты от материала трубок к пластинам или лентам.

Основная часть

Радиатор состоит также из верхнего и нижнего бачков. В процессе теплопередачи от наружных поверхностей бачков теплота отводится окружающим воздухом путем конвекции. Количество отводимой теплоты от бачков незначительно, поэтому при расчете радиаторов эта теплота не учитывается. Масса бачков в общей массе радиатора составляет около 18 %. С целью экономии цветных металлов бачки могут изготавливаться из альтернатив-

ных материалов, одним из которых является полипропилен. Полипропилен имеет максимальную рабочую температуру 140 °С, коэффициент линейного расширения $1,1 \cdot 10^{-4} \frac{1}{K}$, коэффициент теплопроводности $0,88 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ и удельную теплоемкость $1,93 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$. Изготовленные методом литья верхний и нижний бабки применяются в сборных конструкциях радиаторов тракторов «Беларус-80.1». Детали радиаторов, обеспечивающие жесткость конструкции и являющиеся каркасом радиаторов, изготавливаются из черных металлов, эти детали не участвуют в процессах теплопередачи и не влияют на температурный режим системы охлаждения.

Основными материалами для изготовления автотракторных радиаторов являются медь, латунь и алюминий, из них изготавливаются охлаждающие трубки и поверхности охлаждения. По теплотехническим свойствам радиаторы из меди более эффективны и используются в условиях с более высокой температурой окружающей среды, также из меди изготавливаются радиаторы, габаритные размеры и масса которых ограничены компоновочными размерами моторного отделения. Зависимость коэффициента теплопередачи трубчато-пластинчатых радиаторов тракторов «Беларус» представлена на рисунке 1 [1].

Альтернативными материалами для изготовления радиаторов являются алюминиевые сплавы. В мировом автомобилестроении радиаторы из алюминиевых материалов широко применяются для охлаждения двигателей, однако на тракторах алюминиевые радиаторы этого назначения не получили применения вследствие недостаточной их прочности и надежности в эксплуатации. Актуальность использования алюминиевых радиаторов для охлаждения двигателей сохраняется. Так, теплопроводность алюминиевого сплава АМц в 1,5 раза больше медно-цинкового Л90, масса радиатора из алюминиевого сплава мень-

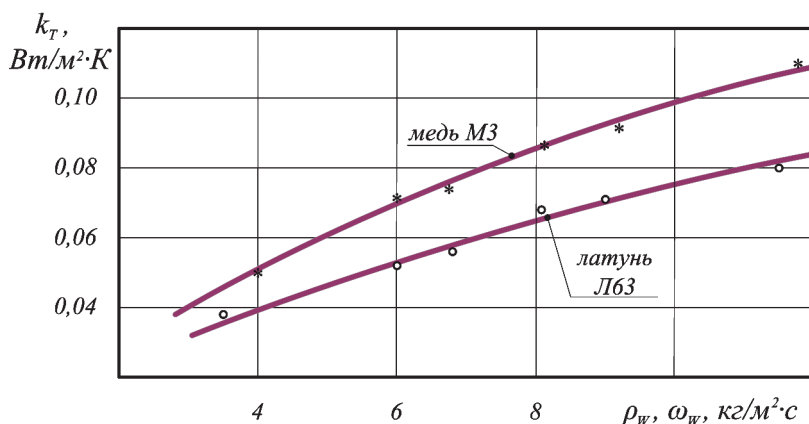


Рисунок 1. – Коэффициент теплопередачи трубчато-пластинчатых радиаторов тракторов «Беларус-80.1»

ше. Алюминиевые радиаторы паяной конструкции имеют массу меньше на 30–35 % по сравнению с медными и латунными.

Широкое использование алюминиевых радиаторов на автомобилях привело к созданию водяных и масляных радиаторов, жидкостно-масляных теплообменников для систем охлаждения тракторов. На тракторах алюминиевые радиаторы используются для охлаждения смазочного масла двигателя и в системах обеспечения температуры воздуха на рабочем месте тракториста в кабинах тракторов. К недостаткам алюминиевых радиаторов следует отнести активное взаимодействие со щелочными растворами, что исключает их применение при удалении накипи; наличие механических повреждений поверхности приводит к местной коррозии, ее развитие вызывает сквозное разрушение материала трубок и течи; в эксплуатации течи радиаторов трудноисправимы, ремонтпригодность их низкая. Из алюминиевых сплавов для охлаждения двигателей тракторов «Беларус» были разработаны опытные конструкции трубчато-пластинчатых и трубчато-ленточных радиаторов из оребренных круглых труб и плоских пластин. Радиаторы успешно прошли полный комплекс стендовых моторных исследований и испытаний на тракторах в рядовой эксплуатации. Результаты испытаний ряда конструкций алюминиевых радиаторов положительные. Однако решение об их применении на серийно выпускаемых тракторах не принято.

Физико-механические свойства материалов, применяемых для изготовления радиаторов, приведены в таблице 1 [1].

Совершенствование радиаторов и теплообменных аппаратов осуществляется путем создания новых конструкций на основе наукоемких технологий и из материалов, обладающих высокой тепловой эффективностью и малой материалоемкостью. Медь, олово, свинец, цинк – это металлы, используемые при изготовлении тракторных и других радиаторов. Разведанные запасы этих металлов ограничены, стоимость их высока, поэтому снижение материалоемкости радиаторов имеет важнейшее значение. Альтернативой этим металлам является алюминий, разведанные запасы которого сегодня превышают потребности. Теплотехнические свойства (см. таблицу 1) алюминиевых сплавов выше, чем медных материалов, они

Таблица 1. – Физико-механические свойства материалов, используемых для изготовления радиаторов

Материал	Плотность, г/см^3	Теплопроводность, $\text{Вт/м}\cdot\text{К}$	Теплоемкость, $\text{Дж/кг}\cdot\text{К}$	Температура плавления, $^{\circ}\text{C}$	Предел прочности, МПа
Медь МЗ	8,93	384	391	1083	240–450
Томпак Л90	8,80	108	381	1070	260
Латунь Л62	8,50	72	380	905	360
АМц	2,73	162	–	650	130–160
АМг	2,67	108	–	–	200–250
Припой ПОС30	9,7	45	–	256	33

технологичны при обработке, обладают рядом положительных качеств, их использование для изготовления радиаторов актуально и перспективно, в том числе и для тракторных систем охлаждения.

Теплопередающую способность поверхности охлаждения от жидкости к воздуху характеризует коэффициент теплопередачи. Коэффициент теплопередачи является функцией $k_T = f(\alpha_v, \alpha_w, \delta_{TP}, \delta_{ПЛ}, \lambda, \dots)$, где α_v – коэффициент теплоотдачи от охлаждающей жидкости к стенке трубки, $Bm/(m^2 \cdot K)$; α_w – коэффициент теплоотдачи от стенки трубок воздуху, $Bm/(m^2 \cdot K)$; δ_{TP} – толщина стенки трубки, м; $\delta_{ПЛ}$ – толщина стенки пластины, м; λ – коэффициент теплопроводности, $Bm/(m \cdot K)$. Коэффициент теплопередачи зависит от материала и конструктивных параметров трубок и охлаждающих пластин или лент, от физико-технических параметров охлаждающей жидкости и воздуха. Коэффициент теплопередачи от жидкости к стенкам трубок, без учета термического сопротивления накипи во внутренних полостях и отложений на наружных поверхностях, и к потоку воздуха определяется по формуле:

$$k_T = \frac{1}{\kappa_{OP} \frac{1}{\alpha_v} + \frac{\delta_{TP}}{\lambda_{TP}} + \frac{1}{\alpha_w}}, \quad (1)$$

где κ_{OP} – коэффициент оребрения (для трубчато-пластинчатых радиаторов $\kappa_{OP} = 7,5-10$);

λ_{TP} – коэффициент теплопроводности стенки трубки, $Bm/(m \cdot K)$.

Коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенкам трубок радиаторов α_v рекомендуется рассчитывать по известной формуле Крауссольда и коэффициент теплоотдачи от пластин и трубок потоку воздуха α_w – по формуле Н.Б. Марьямова. В общем виде коэффициент теплопередачи трубчато-пластинчатого радиатора с учетом конструктивных параметров предлагается [2] рассчитать по формуле:

$$k_T = \frac{1,03}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{3,1}{\alpha_v}}. \quad (2)$$

Приняв, что при существующих скоростях течения жидкости в трубчато-пластинчатых радиаторах коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенкам $\alpha_v \approx 2,32 \text{ } Bm/m^2 \cdot K$, в формуле (2) будет учтен коэффициент теплоотдачи от поверхности охлаждения к воздуху. Она примет более простой и удобный для расчетов вид:

$$k_T = \frac{1,03}{\frac{1}{\alpha_w} + 1,34}.$$

Коэффициент теплопередачи поверхности охлаждения радиаторов, выполненных из меди, выше, чем радиаторов, выполненных из латуни. Из графической зависимости коэффициента теплопередачи радиаторов тракторов «Беларус-80.1» от массовой скорости воздуха (рисунок 1) следует, что во всем

диапазоне расхода воздуха коэффициент теплопередачи радиаторов из меди МЗ выше, чем радиаторов из латуни, на 22–28 %. С увеличением массовой скорости воздуха во всех случаях коэффициент теплопередачи увеличивается.

Из графиков зависимости коэффициента теплопередачи от массовой скорости воздуха трубчато-пластинчатых радиаторов из латуни и алюминиевых сплавов (рисунок 2) следует, что во всем диапазоне расхода воздуха коэффициент теплопередачи алюминиевых радиаторов выше аналогичных по конструкции сердцевин с поверхностью охлаждения из латуни Л-63 на 17–19 %. При увеличении расхода воздуха коэффициент теплопередачи алюминиевого радиатора увеличивается более интенсивно.

Параметры системы охлаждения дизеля Д-243 трактора «Беларус-80.1» в комплектации системы охлаждения радиаторами из латуни Л63 и алюминиевого сплава приведены в таблице 2 [1].

Предположим, что коэффициент теплопередачи от охлаждающей жидкости потоку воздуха увеличен, например, путем турбулизации потока воздуха, проходящего через сердцевину радиатора. Запишем уравнения состояния системы при изменении коэффициента теплопередачи в виде:

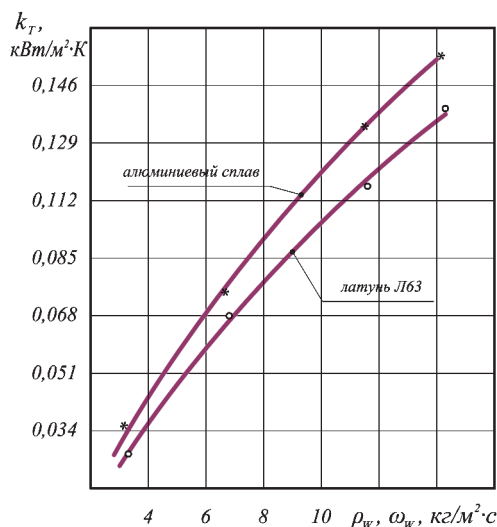


Рисунок 2. – Коэффициент теплопередачи трубчато-пластинчатых радиаторов из ленты латунной Л63 и алюминиевого сплава

Таблица 2. – Параметры системы охлаждения трактора «Беларус-80.1»

Тип радиатора	Расходы теплоносителей, кг/с		Поверхность охлаждения, м ²	Теплоотдача в охлаждающую жидкость, кДж/с	Коэффициент теплопередачи, кВт/м ² ·К	Температура воды, °С	
	вода	воздух				на выходе из дизеля	на входе в дизель
Трубчато-пластинчатый, 4-рядный, латунный	1,58	1,06	12,6	33,23	0,0685	96	91
Трубчато-пластинчатый, 4-рядный, алюминиевый	1,47	1,02	12,01	31,04	0,0733	91	86
Трубчато-ленточный, 4-рядный, алюминиевый	1,42	1,11	14,33	29,89	0,055	93	88

$$Q_F = k_T F (\bar{t}_V - \bar{t}_W). \quad (3)$$

$$Q_F^* = (k_T \pm \delta k_T) F (\bar{t}_V^* - \bar{t}_W), \quad (4)$$

где Q_F^* – теплоотдача от поверхности охлаждения при изменении коэффициента теплопередачи;

$\bar{t}_V^*$ – средняя температура охлаждающей жидкости при изменении коэффициента теплопередачи.

Уравнение (3) определяет количество теплоты, передаваемое поверхностью охлаждения при установившемся температурном режиме и условии обеспечения заданного значения температурного режима. При воздействии внешних факторов температура охлаждающей жидкости изменяется, температурный режим переходит в нестационарный.

Предположим, что восстановление температурного режима осуществляется изменением тепловой эффективности радиатора путем увеличения коэффициента теплопередачи. В этом случае теплоотдача от радиатора будет иметь вид, представленный уравнением (4), в котором знак (+) имеет место при увеличении коэффициента теплопередачи и знак (–) – при уменьшении коэффициента теплопередачи. Примем условие, что $Q_F^* = Q_F$ и $\bar{t}_W = const$, уравнения (3) и (4) приравняем и запишем в виде:

$$k_T F (\bar{t}_V - \bar{t}_W) = (k_T \pm \delta k_T) F (\bar{t}_V^* - \bar{t}_W).$$

Переменным параметром при изменении коэффициента теплопередачи в этом случае будет температура охлаждающей жидкости. При увеличении коэффициента теплопередачи средняя температура жидкости будет уменьшаться ($\bar{t}_{V2}^* < \bar{t}_{V2}$), при уменьшении коэффициента – увеличиваться ($\bar{t}_{V2}^* > \bar{t}_{V2}$). Уравнения изменения показателей системы охлаждения при изменении коэффициента теплопередачи запишем на основании уравнений работы [3]. Средняя температура жидкости при увеличении коэффициента теплопередачи изменится на некоторую величину, которая определяется по формуле [1]:

– при увеличении коэффициента теплопередачи

$$\Delta \bar{t}_V^* = \Delta \bar{t}_{V-W} \left[1 - \frac{1}{(1 + \beta_{KT})} \right],$$

где Δt_{V-W} – разность температуры охлаждающей жидкости и потока воздуха на входе в радиатор;

– при уменьшении коэффициента теплопередачи

$$\Delta \bar{t}_V^* = \Delta \bar{t}_{V-W} \left[\frac{1}{(1 - \beta_{KT})} - 1 \right],$$

где $\beta_{KT} = \frac{\delta k_T}{k_T}$ – относительное изменение коэффициента теплопередачи.

Тогда температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя при увеличении коэффициента теплопередачи будет рассчитываться по уравнению:

$$t_{v2}^* = \bar{t}_v - \Delta \bar{t}_{v-w} \left[1 - \frac{1}{(1 + \beta_{KT})} \right] + \frac{\Delta t_v}{2} \quad (5)$$

и на выходе из радиатора – по уравнению:

$$t_{v1}^* = \bar{t}_v - \Delta \bar{t}_{v-w} \left[1 - \frac{1}{(1 + \beta_{KT})} \right] - \frac{\Delta t_v}{2} . \quad (6)$$

Соответственно, запишем уравнения температуры охлаждающей жидкости при уменьшении коэффициента теплопередачи:

$$t_{v2}^* = \bar{t}_v + \Delta \bar{t}_{v-w} \left[\frac{1}{(1 - \beta_{KT})} - 1 \right] + \frac{\Delta t_v}{2} \quad (7)$$

и

$$t_{v1}^* = \bar{t}_v + \Delta \bar{t}_{v-w} \left[\frac{1}{(1 - \beta_{KT})} - 1 \right] - \frac{\Delta t_v}{2} .$$

Из уравнений (5) и (7) решим обратную задачу и определим, как должен измениться коэффициент теплопередачи при изменении температуры охлаждающей жидкости на входе в радиатор (t_{v2}). При условии, что средняя температура жидкости уменьшается ($t_{v2}^* > t_{v2}$), при решении уравнения (7) получим формулу для определения коэффициента теплопередачи:

$$k_T^* = \frac{k_T}{1 + \frac{t_{v2}^* - t_{v2}}{\Delta \bar{t}_{v-w}}} . \quad (8)$$

Для случая, когда средняя температура охлаждающей жидкости увеличивается ($t_{v2}^* < t_{v2}$), формула (8) записывается в виде:

$$k_T^* = \frac{k_T}{1 - \frac{t_{v2}^* - t_{v2}}{\Delta \bar{t}_{v-w}}} . \quad (9)$$

В общем виде уравнения (8) и (9), определяющие закономерности изменения коэффициента теплопередачи радиатора при изменении температуры охлаждающей жидкости на входе в радиатор, запишем в виде:

$$k_T^* = \frac{k_T}{1 \pm \frac{\pm t_{v2}^* \mp t_{v2}}{\Delta \bar{t}_{v-w}}} , \quad (10)$$

где знаки вверх принимаются при ($t_{v2}^* > t_{v2}$) и вниз – при ($t_{v2}^* < t_{v2}$).

Приняв $k_T = \frac{Q_F}{F \Delta \bar{t}_{v-w}}$, уравнение (10) запишем в виде:

$$k_T^* = \frac{Q_F}{F \Delta \bar{t}_{v-w} \left[1 \pm \frac{\pm t_{v2}^* \mp t_{v2}}{\Delta \bar{t}_{v-w}} \right]} .$$

После преобразования это уравнение примет вид:

$$k_T = \frac{Q_F}{F \left[\Delta \bar{t}_{v-w} \pm (t_{v2}^* \mp t_{v2}) \right]} .$$

Отношение $\frac{k_T^*}{k_T} = f(t_{v2})$ назовем регулировочной характеристикой коэффициента теплопередачи в зависимости от температуры жидкости на выходе из двигателя. Функциональное отношение этой характеристики запишем в виде:

$$\frac{k_T^*}{k_T} = \frac{1}{1 \pm \frac{\pm t_{v2}^* \mp t_{v2}}{\Delta t_{v-w}}}$$

Удельное количество теплоты от поверхности охлаждения при увеличении коэффициента теплопередачи увеличивается, соответственно, увеличивается и количество отводимой поверхностью теплоты. Количество теплоты, отводимое поверхностью охлаждения, при изменении коэффициента теплопередачи рассчитывается по формуле:

$$Q_F^* = Q_F (1 \pm \beta_{KT}),$$

где знак (+) будет иметь место при увеличении и знак (–) – при уменьшении коэффициента теплопередачи, графическая зависимость имеет прямолинейный характер (рисунок 3).

Примем для последующего рассмотрения трубчато-пластинчатый латунный и трубчато-пластинчатый алюминиевый радиаторы. Коэффициент теплопередачи системы охлаждения в комплектации с латунным радиатором 70У-13.01.010 равен 0,0685 $\text{кДж/м}^2\cdot\text{К}$ и в комплектации с алюминиевым 70АЛ-13.01.020-Б – 0,073 $\text{кДж/м}^2\cdot\text{К}$. По результатам экспериментальных исследований температурный режим систем охлаждения с указанными радиаторами составляет:

- радиатор 70-13.01.010 – температура воды на входе в радиатор – 96 °С и на выходе из радиатора – 91 °С, соответственно, перепад воды на входе и выходе радиатора – 5° и средняя температура воды – 93,5 °С;

- радиатор 70АЛ-13.01.020-Б – температура воды на входе в радиатор – 91 °С и на выходе из радиатора – 86 °С, соответственно, перепад воды на входе и выходе радиатора – 5° и средняя температура воды – 88,5 °С.

Выполним расчет температуры охлаждающей жидкости на

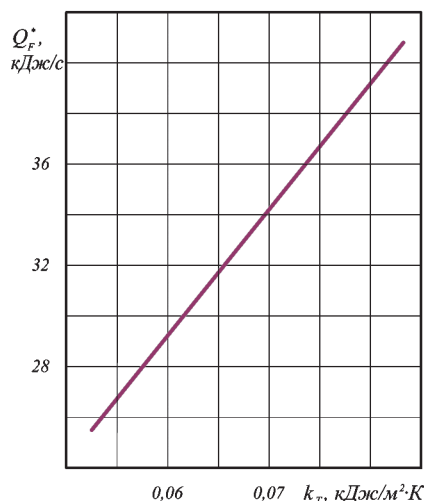


Рисунок 3. – Теплоотдача поверхности охлаждения радиатора трактора «Беларус-80.1» в зависимости от коэффициента теплопередачи

выходе из двигателя при изменении коэффициента теплопередачи. Графики зависимостей $t_{v2} = f(k_T)$, рассчитанные по формуле (10), системы охлаждения с радиаторами из латуни и алюминиевых сплавов трактора «Беларус-80.1» представлены на рисунке 4. Графическая зависимость показывает, что характер изменения температуры жидкости от коэффициента теплопередачи для разных материалов одинаков и с увеличением коэффициента теплопередачи температурный режим системы охлаждения снижается. Общей закономерностью является непрямолинейность графиков функции. Температура жидкости латунного радиатора выше алюминиевого на 2–3° [1].

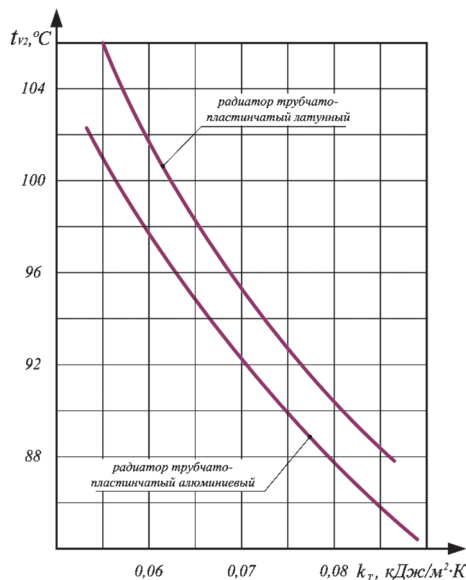


Рисунок 4. – Температура охлаждающей жидкости трактора «Беларус-80.1» в зависимости от коэффициента теплопередачи

Заключение

Коэффициент теплопередачи поверхности охлаждения в совокупности с параметрами системы позволяет регулировать тепловое состояние двигателя в заданных пределах. Уменьшение или увеличение коэффициента теплопередачи приводит к изменению температуры охлаждающей жидкости. При этом увеличение коэффициента уменьшает значение температурных показателей системы охлаждения. Коэффициент теплопередачи охлаждающих поверхностей является одним из регулировочных параметров температурного режима системы охлаждения.

17.03.2015

Литература

1. Якубович, А.И. Системы охлаждения двигателей тракторов и автомобилей. Исследования, параметры и показатели / А.И. Якубович, Г.М. Кухаренок, В.Е. Тарасенко. – Минск: БНТУ, 2014. – 300 с.
2. Якубович, А.И. Системы охлаждения двигателей тракторов и автомобилей. Конструкция, теория, проектирование / А.И. Якубович, Г.М. Кухаренок, В.Е. Тарасенко. – Минск: БНТУ, 2011. – 436 с.
3. Тарасенко, В.Е. Параметры и показатели системы охлаждения при воздействии возмущающих факторов / В.Е. Тарасенко, А.А. Жешко // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т. 1. – С. 19–28.