

## МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕМПЕРАТУРНО-ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Е.П. Парлюк, Н.А. Большаков

**Реферат.** Исследования проводили с целью испытания радиатора с полиуретановой сердцевинной. Работу выполняли в аккредитованной лаборатории согласно методике, изложенной в ГОСТ Р 53832-2010. Температура охлаждающей жидкости в системе двигателя с разработанным радиатором на заданных режимах работы стабильна, соответственно температурное поле воздушного потока на входе и выходе радиатора с полиуретановой сердцевинной также стабилизируются. Предложен коэффициент тепловых свойств радиатора, зависящий от внешних и внутренних температурно-динамических воздействий окружающей среды, построена диаграмма, отражающая зависимость температуры охлаждающей жидкости, протекающей в радиаторе, от создаваемой нагрузки трактора в процессе эксплуатации:  $\chi_{\Sigma}^2 = \chi_1^2 \cdot \chi_2^2 \cdot \dots \cdot \chi_{n-1}^2 \cdot \chi_n^2$ . В этом выражении входящие показатели связаны с некоторыми ограничениями, среди которых можно обозначить, например, аэродинамическое сопротивление и аэрацию потока охлаждающей жидкости в системе ( $\chi_1^2$ ), неравномерность распределения воздушного потока во фронтальной части радиатора ( $\chi_2^2$ ) и другие ( $\chi_n^2$ ). Передаточные числа трансмиссии энергетического средства на всех передачах в коробке передач распределяются по закону геометрического ряда. В этом случае после включения очередной следующей передачи момент двигателя  $M_{\min}$  не выходит за пределы минимального значения, что требуется для сохранения высокой силы тяги трактора. Использование характеристики тягово-динамического баланса трактора может служить основой для общего анализа расчетно-экспериментальных режимов работы автотракторного полимерного радиатора.

**Ключевые слова:** система охлаждения, теплообменник, полимерный радиатор, температурный режим, эффективность радиатора.

**Введение.** Для эффективной работы двигателя внутреннего сгорания, устанавливаемого на мобильных энергетических установках, применяемых в агропромышленном комплексе, необходимо обеспечить стабильное поддержание его теплового режима. Это позволяет экономить топливо, предотвращает падение мощности и снижает износ цилиндропоршневой группы, что в свою очередь повышает безотказность работы и долговечность двигателя. Стабилизация температурного режима реализована с помощью системы охлаждения, к необходимым элементам которой относится радиатор. Поэтому вопросы повышения эффективности работы тракторных радиаторов представляются актуальными [1, 2, 3].

Цель исследований – обосновать возможность использования характеристики тягово-динамического баланса трактора для общего анализа режимов работы автотракторного полимерного радиатора.

Для ее достижения решали следующие задачи: провести общий анализ режимов работы автотракторного полимерного радиатора; режимов работы автотракторного полимерного радиатора на основе расчетно-экспериментальных режимов работы всей охлаждающей системы; предложить методику определения основных показателей температурно-динамической характеристики охлаждающей системы энергетического средства с учетом ее рабочих параметров, тепловых нагрузок и климатических условий.

**Условия, материалы и методы.** Исследования проводили в аккредитованной лаборатории НПО «ТАЛИС» согласно ГОСТ Р 53832-2010 с учетом системного подхода

(рассмотрение объекта как системы – целостного комплекса взаимосвязанных элементов).

Стенд был оборудован приборами для контроля и измерения температуры охлаждающей жидкости на входе и выходе из радиатора, расхода воздуха и жидкости, противодействия на выпуске в радиатор, разрежения воздуха после радиатора, температуры и давления воздушного потока перед радиатором и после радиатора.

Вопросы эффективного теплообмена в автотракторных системах охлаждения рассматривали на примере трактора МТЗ-82. В испытаниях использовали штатные алюминиевый и медный радиаторы, а также экспериментальный радиатор, изготовленный на основе полиуретановой сердцевинной для системы охлаждения двигателя автомобиля с полиуретановыми трубками по фронту и без оребрения (производство отраслевой научно-исследовательской лаборатории теплообменных аппаратов им. В. В. Буркова СПбГАУ).

Тепловой аэрогидравлический стенд, входящий в состав экспериментальной установки для исследования теплотехнических характеристик радиатора с полиуретановой сердцевинной трактора МТЗ-82 комплектовался аэроконтуром металлической конструкции выполненным под размеры тракторного радиатора МТЗ-3 объемом 0,5 м<sup>3</sup>; полиуретановыми трубами диаметром 45 мм; гидравлическим вентилем 156 1п Ду40; резервуаром для охлаждающей жидкости (воды) объемом 1000 л.; водяным насосом SAER BP3 400V; шкафом управления ТЭНами 27кВт (закрытый Ме на базе МПРТ-11-18Л); датчиком уровня свечного типа для неразборных конструкций; датчиком

температуры терморезистора КТУ-81-110; измерителями технологическими цифровыми ИТЦ420/ М4-2/ В/ t2570 (С2)/ ОК/ ГП и ИТЦ420/М3-5/В/t2570(С2)/РGM/ГП; преобразователем давления измерительным АИР – 10Н/ДИ/1140/НГ-06/ М20/ 12N/ t0550/ В02/ 0...250кПа/ GSP/ ГП; блоком клапанным ЭЛЕМЕР-БК-Е 1/ 2/ 5/ М/ 0/ Ф/ 02; КМЧ ТВУ; термометром сопротивления и термопреобразователем с унифицированными выходами; преобразователем давления измерительным Элемер-100; электромагнитным счетчиком-расходомером FLONET; барометром-анероидом метеорологический БАММ-1; гигрометром психрометрическим.

**Результаты и обсуждение.** Температурный режим охлаждающей системы энергетического средства в условиях эксплуатации с учетом системного подхода может быть представлен уравнением, которое выглядит следующим образом [2, 4]:

$$T'_w = f [K_n B_x K_y B_{дор}; G_a; P_v; B_{атм}; O(B; A); C_m; C_a], \quad (1)$$

где  $K_n$  – геометрические параметры, м;  
 $B_x$  – физико-химические свойства материалов;  
 $K_y$  – условия протекания охлаждающей жидкости;  
 $B_{дор}$  – дорожные условия (вид покрытия);  
 $G_a$  – масса трактора, кг;  
 $P_v$  – условия движения трактора (режимы);  
 $B_{атм}$  – условия окружающей среды, влияющие на работу радиатора;  
 $O$  – влияние человеческого фактора или режима автоматического управления ( $B$  – водителем или  $A$  – автоматически), а также другие факторы, влияющие на эксплуатационные параметры;  
 $C_t$  – степень внешней засоренности радиатора;  
 $C_b$  – степень внутреннего загрязнения с учетом свойств используемой охлаждающей жидкости в радиаторе [4].

Таким образом, представленное уравнение учитывает воздействие таких составляющих, как конструктивные особенности радиатора; рабочий процесс с учетом конструктивных особенностей и условий работы трактора, эксплуатационные факторы (режим работы и климатические условия эксплуатации).

В процессе эксплуатации трактора на установившихся режимах, температура охлаждающей жидкости  $T'_w$  в системе стабильна, соответственно температурное поле воздушного потока на входе и выходе радиатора также стабилизируются, так как факторы  $O(B; A)$  не учитываются [5]:

$$T'_w = T'_L + \frac{Q_{об}}{Q_{пр} * \chi'_2} = T'_L + \frac{Q_{об}}{\chi'_2 C_{пр} G_L (1 - e^{-K F_i / C_{пр} G_L})} \quad (2)$$

где  $T'_L$  – температура воздушного потока полиуретанового радиатора, К;

$Q_{дв}$  – тепловыделение в охлаждающую систему двигателя;

$Q_{пр}$  – комплексный показатель удельной потенциальной теплоотдачи радиатора системы охлаждения;

$G_{рл}$  – расход воздуха через полиуретановую сердцевину радиатора, м<sup>3</sup>/час;

$C_{рл}$  – теплоемкость, Дж/(кг·К).

В представленном уравнении используется введенный авторами коэффициент тепловых свойств радиатора  $\chi'_2$ , который учитывает изменение теплового процесса в теплообменнике во время эксплуатации техники и зависит от внутренних и внешних нормальных условий, регламентированных Международным союзом практической и прикладной химии. Коэффициент тепловых свойств радиатора в общем виде может быть представлен в виде произведений коэффициентов, каждый из которых отвечает за возмущающие процессы и зависит от внешних и внутренних температурно-динамических воздействий окружающей среды:

$$\chi'_2 = \chi_1^3 * \chi_2^3 \dots \chi_{n-1}^3 * \chi_n^3 \quad (3)$$

В этом произведении входящие показатели связаны с некоторыми ограничениями, происходящими в отдельно взятом рабочем процессе исследуемого радиатора. В качестве таких ограничений можно, например, обозначить аэродинамическое сопротивление и аэрацию потока охлаждающей жидкости в системе ( $\chi_1^3$ ), неравномерность распределения воздушного потока во фронтальной части радиатора ( $\chi_2^3$ ) и так далее ( $\chi_n^3$ ).

Влияние эффективной мощности двигателя Д-240 на температурно-динамическую характеристику полимерного и штатного алюминиевого радиатора системы охлаждения отражает зависимость изменения температуры охлаждающей жидкости  $T'_w$  во времени при скачкообразном изменении температуры измеряемой среды (рис. 1)

Определить степень нагрузки трактора можно с использованием уравнения тягового

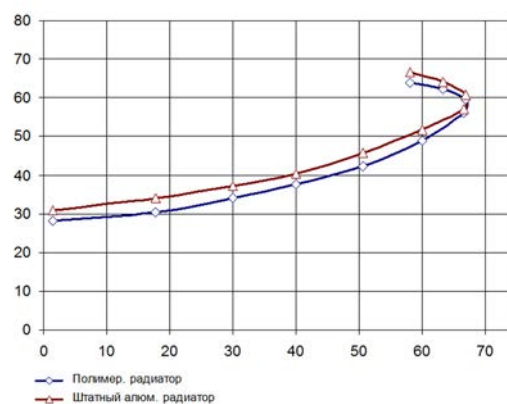


Рис. 1 – Температурно-динамическая характеристика полимерного и штатного алюминиевого радиатора системы охлаждения в зависимости от эффективной мощности двигателя Д-240 (на примере работы транспортного средства минского типа [6, 7]).

баланса, которое будет иметь следующий вид:

$$P_k = \frac{M_e i_o i_k \eta_{mp}}{r_k} = P_\psi + P_w \pm P_j = G_a \psi + K_a F_a V_a^2 \pm G_a \frac{j\delta}{g}, \quad (4)$$

где  $\psi$  – объемная масса воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  
 $K_a$  – физические свойства окружающего воздуха;

$F_a$  – вес трактора, кг;  
 $V_a^2$  – скорость движения трактора, м/с;  
 $\delta$  – средняя толщина волнообразного ребра, мм;

$j$  – теплофизические свойства жидкости в охлаждающей системе и полимерном радиаторе (антифриз, тосол, вода и др.);

$g$  – ускорение свободного падения м/с<sup>2</sup>.

При условии движения энергетического средства на установившемся режиме уравнение тягового баланса будет иметь следующий вид:

$$P_k = G_a \psi + K_a F_a V_a^2 \quad (5)$$

Альтернативным вариантом определения степени нагрузки трактора может быть уравнение мощностного баланса, которое характеризует расход мощности силового агрегата трактора во время его эксплуатации. Общий вид мощностного баланса трактора в процессе эксплуатации может быть представлен в следующем виде:

$$N_e = \frac{V_a}{\eta_{mp}} \left( G_a \psi + K_a F_a V_a^2 \pm G_a \frac{j\delta}{g} \right) \quad (6)$$

Теоретически температурно-динамическая характеристика трактора зависит не от конструктивных особенностей двигателя, а от развиваемой мощности [5]. Следовательно, теплота, отводимая в охлаждающую жидкость, может быть рассчитана через мощность двигателя, развиваемую в процессе эксплуатации:

$$Q_{ov} = a \cdot N_e \quad (7)$$

где  $N_e$  – мощность реализуемая двигателем, кВт;

$a$  – коэффициент, полученный опытным путем.

При рассмотрении термодинамического процесса двигателя на максимальной мощности, единица теплоты, отведенной в жидкость системы охлаждения, на единицу мощности есть величина постоянная [8]. Следовательно, характеристику  $Q_{ov}$  отводимой теплоты двигателя в охлаждающую жидкость можно представить как функцию зависимости от оборотов двигателя  $n_{дв}$  в виде  $Q_{дв} = f(n_{дв})$ . Она будет схожа с функцией мощности реализуемой двигателем  $N_e$  в зависимости от оборотов двигателя  $n_{дв}$ , которая будет иметь вида  $N_e = f_1(n_{дв})$ . Рассмотрим характеристику теплового баланса двигателя и теплопередачу радиатора при эксплуатации трактора на полной нагрузке с учетом изменения передач в пределах скорости от  $V_{a,min}$  до  $V_{a,max}$ . Для этого можно использовать график изменения теплового баланса двигателя и радиатора в зависимости от скорости  $Q_{дв} = Q_p = f_2(V_a)$  (рис. 2) построенный в ходе ранее проведенных исследований [9, 10].

Если нанести на кривую температурно-динамической характеристики показатель  $Q_{рп}$  согласно каждой передаче трактора в процессе его движения, то можно построить температурный график теплового баланса охлаждающей системы двигателя, работающего на полной нагрузке. С использованием температурных полей по каждой передаче можно определить температурную величину  $\Delta t_{нач}$  на конкретной скорости и соответствующей передаче, учитывая при этом нагрузку трактора в процессе его эксплуатации либо при перевозке груза, либо в агрегате с сельскохозяйственной машиной. При комплексном рассмотрении сумма  $\Sigma \Delta t_{нач}$  будет определяться относительно заданной скорости  $V_a$  как частная величина, которая находится в виде точки на кривой  $Q_{дв}$ . Аналогично с учетом той же передачи выбирается соответствующая точка на кривой  $Q_{рп}$ . Например, для скорости движения трактора при максимальной нагрузке  $V_{a,max}$  на соответствующей передаче: для первой передачи –  $\Delta t_{начI} = n_I \cdot q^{j-1}$  для второй передачи –  $\Delta t_{начII} = n_{II} \cdot q$  для третьей передачи –  $\Delta t_{начIII} = n_{III} \cdot q^2$  где  $\Delta t_{начI}$  – начальный температурный напор соответствующего передаточного числа трансмиссии трактора на соответствующей  $j$ -ой передаче (I, II или III);  $n_I$ ,  $n_{II}$  и  $n_{III}$  – передаточные числа соответственно первой, второй и третьей передачи;  $q$  – знаменатель геометрической прогрессии.

Передаточные числа трансмиссии трактора или энергетической машины на всех передачах в коробке передач распределяются по закону геометрического ряда. В этом случае после включения очередной передачи момент двигателя  $M_{min}$  не выходит за пределы минимального значения, что требуется для сохранения высокой силы тяги трактора. Это можно продемонстрировать с помощью лучевого графика, на котором приводится зависимость номинальных и минимальных моментов двигателя после включения передач и силы тяги на ведущих колёсах  $P_k$ . Представленная характеристика (рис. 2) хорошо иллюстрирует соотношение изменения скорости трактора и значения начального температурного напора, то есть скорости трактора на пониженных передачах соответствуют большие значения напора температур  $\Delta t_I > \Delta t_{II} > \Delta t_{III}$ . При этом необходимо учитывать, что при меньшем значении  $\Delta t_{ji}$  система охлаждения двигателя работает с большей эффективностью. С другой стороны, если трактор движется на частичных нагрузках и с постоянной скоростью  $V_a$ , то количество теплоты исходящей от двигателя  $Q_{ov}$  будет меньше значений  $Q_{ov}$ , лежащих на кривой (см. рис. 2). Реализуемая мощность двигателя на преодоление сопротивления движению трактора, эквивалентна количеству выделяемой ею теплоты, которую можно рассчитать по формуле:

$$Q_{ov} = a N_e = a \frac{V_a}{\eta_{mp}} \left( G_a \psi + K_a F_a V_a^2 \right) \quad (8)$$

где  $N_e$  – мощность двигателя работающий на частичных нагрузках, кВт;  
 $\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии.

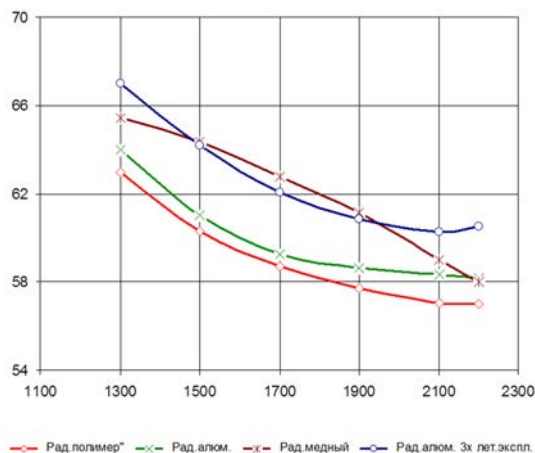


Рис. 2 – Температурно-динамическая характеристика системы охлаждения с полимерным сборным № 1 и серийным радиаторами (на примере трактора МТЗ-82).

В этом случае при движении трактора на полной нагрузке двигателя будут соответствовать меньшие значения  $\Delta t_{нач}$  как было указано выше. Каждый температурный напор соответствующий заданной передаче может быть определен следующим образом:  $\Delta t_{нач} = |Ln_1| \cdot |mq^{j-1}|$  для второй передачи –  $\Delta t_{нач} = |Ln_1| \cdot |Lq|$  для третьей передачи –  $\Delta t_{нач} = |Ln_1| \cdot |Kq| = |Ln_1| \cdot |Kq^2|$ . При движении трактора на максимальной скорости кривые  $Q_{об}$  и  $Q_{ос}$  пересекаются в точке  $\delta$ . В данном случае показатели  $\Delta t_{нач}$  определяются в виде  $\Delta t_{нач max} = \delta n \cdot fq$ .

**Выводы.** Отражение тягово-динамического баланса трактора в виде графического изображения температурно-динамической характеристики работы системы охлаждения двигателя может служить основой для общего анализа расчетно-экспериментальных режимов работы авто-тракторного полимерного радиатора и в целом охлаждающей системы с учетом нагрузок, климатических условий и рабочих параметров системы охлаждения (давления и температу-ры).

#### Литература

1. Оценка технического состояния машины по данным ее системы управления / В. И. Трухачев, О. Н. Дидманидзе, С. Н. Девянин и др. // Сборник трудов «Чтения Академика В. Н. Болтинского». М.: ООО «Сам Полиграфист», 2021. С. 10–19.
2. Тойгамбаев С. К., Дидманидзе О. Н. / Особенности разработки технологического процесса технического обслуживания тракторов в машинно-тракторном парке хозяйства // Вестник Курганской ГСХА. 2021. № 1(37). С. 74–80.
3. Дидманидзе О. Н., Большаков Н. А., Хакимов Р. Т. Улучшение эксплуатационных показателей автомобилей путем совершенствования охлаждающих систем // Сборник статей III Международной научно-практической конференции «Автотранспортная техника XXI века». М.: «М-МЕГАПОЛИС», 2018. С. 29–45.
4. Научные основы математического моделирования процессов теплообмена в теплообменнике тягово-транспортного средства / О. Н. Дидманидзе, Р. Т. Хакимов, Е. П. Парлюк и др. М.: УМЦ «Триада», 2020. 106 с.
5. Хакимов Р. Т. Стендовые гидродинамические исследования моделей роторных алюминиевых радиаторов // Известия Международной академии аграрного образования. 2016. № 26. С. 24–27.
6. Хакимов Р. Т. Исследование макетных и опытных образцов роторных теплообменников для системы кондиционирования транспортных средств // Технико-технологические проблемы сервиса. 2016. № 2 (36). С. 46–51.
7. Бурков В. В. Алюминиевые теплообменники сельскохозяйственных тракторов и транспортных машин. Л.: Машиностроение, 1985. 240 с.
8. Гиршфельдер Дж. Молекулярная теория газов и жидкостей. М.: Иностранная литература, 1961. 930 с.
9. Результаты испытаний полимерного радиатора системы охлаждения трактора МТЗ-80 / О. Н. Дидманидзе, Р. Т. Хакимов, Е. П. Парлюк и др. // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2020. Т. 14. № 1. С. 55–60.
10. Strategic assessment aspect of vehicles technical condition influence upon the ecosystem in regions / R. Khakimov, S. Shirokov, A. Zykin, at al. // Transportation Research Procedia: 12 th International Conference «Organization and Traffic Safety Management in Large Cities», SPbOTSIC. 2017. С. 295–300.

#### Сведения об авторах

Парлюк Екатерина Петровна – кандидат экономических наук, доцент кафедры тракторов и автомобилей, e-mail: kparlyuk@rgau-msha.ru

Большаков Николай Александрович – ассистент кафедры тракторов и автомобилей, e-mail: nik.mask@mail.ru

РГАУ – МСХА имени К. А. Тимирязева, г. Москва, Россия

#### METHODOLOGY FOR DETERMINING THE MAIN INDICATORS OF THE TEMPERATURE AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE COOLING SYSTEM OF AN ENERGY VEHICLE DURING OPERATION

E. P. Parlyuk, N. A. Bol'shakov

**Abstract.** The efficiency of internal combustion engines of energy facilities operating in the conditions of enterprises of the agro-industrial complex depends on the stability of the thermal regime of the engine. Its provision is entrusted to the cooling system, in this article which is a radiator with a polyurethane core. The temperature regime of the engine operation affecting a number of factors is given and described - these are design parameters (design features of the radiator and the features of the working process of the radiator, taking into account the operating conditions of the tractor) and

operational, which take into account the operating mode of the tractor and natural and climatic conditions. According to the research results during the operation of the tractor in steady conditions, the temperature of the coolant in the system is stable, respectively, the temperature field of the air flow at the inlet and outlet of the radiator with a polyurethane core also stabilizes. To take them into account, the coefficient of thermal properties of the radiator is introduced, which depends on the external and internal temperature-dynamic effects of the environment, and a diagram is constructed that shows the dependence of the temperature of the coolant flowing in the radiator on the generated load of the tractor during operation in the field. At the same time, the temperature-dynamic characteristic of the tractor does not depend on the design features of the engine, but on the power developed by the engine. Therefore, the heat removed from the engine into the coolant is calculated by us through the engine power. Based on this, the characteristic of the thermal balance of the engine and the heat transfer of the radiator during the operation of the tractor at full load are considered, taking into account the change in gears within the speed limits, a graph of the thermal balance of the engine and radiator versus speed is built. Based on the calculations, it was concluded that the use of the characteristics of the traction-dynamic balance of the tractor can serve as the basis for the general analysis and calculated and experimental operating modes of the automotive polymer radiator and the cooling system as a whole, taking into account the loads, climatic conditions and operating parameters of the cooling system.

**Key words:** cooling system, heat exchanger, polymer radiator, temperature regime, radiator efficiency.

#### References

1. Trukhachev VI, Didmanidze ON, Devyanin SN. Otsenka tekhnicheskogo sostoyaniya mashiny po dannym ee sistemy upravleniya. Sbornik trudov "Chteniya Akademika V.N. Boltinskogo". [Assessment of the technical condition of the machine according to the data of its control system "Readings of Academician V.N. Boltinsky"]. Moscow: "Sam Poligrafist". 2021; 10-19 p.
2. Toigambaev SK, Didmanidze ON. [Features of the development of the technological process of maintenance of tractors in the machine-tractor fleet of the economy]. Vestnik Kurganskoi GSKhA. 2021; 1(37). 74-80 p.
3. Didmanidze ON, Bol'shakov NA, Khakimov RT. Uluchshenie ekspluatatsionnykh pokazatelei avtomobiley putem sovershenstvovaniya okhlazhdayushchikh sistem. Sbornik statei III Mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii "Avtotransportnaya tekhnika XXI veka". [Improving the performance of vehicles by improving cooling systems. Collection of articles of III International scientific and practical conference "Motor transport equipment of XXI century"]. Moscow: "M-MEGAPOLIS". 2018; 29-45 p.
4. Didmanidze ON, Khakimov RT, Parlyuk EP. Nauchnye osnovy matematicheskogo modelirovaniya protsessov teploobmena v teploobmennike tyagovo-transportnogo sredstva. [Scientific foundations of mathematical modeling of heat transfer processes in the heat exchanger of a traction vehicle]. Moscow: UMTs "Triada". 2020; 106 p.
5. Khakimov RT. [Bench hydrodynamic studies of models of rotary aluminum radiators]. Izvestiya Mezhdunarodnoi akademii agrarnogo obrazovaniya. 2016; 26. 24-27 p.
6. Khakimov RT. [Research of prototypes and prototypes of rotary heat exchangers for air conditioning systems of vehicles]. Tekhniko-tekhnologicheskie problemy servisa. 2016; 2 (36). 46-51 p.
7. Burkov VV. Alyuminievye teploobmenniki sel'skokhozyaistvennykh traktorov i transportnykh mashin. [Aluminum heat exchangers of agricultural tractors and transport]. Leningrad: Mashinostroenie. 1985; 240 p.
8. Girshfel'der Dzh. Molekulyarnaya teoriya gazov i zhidkostei. [Molecular theory of gases and liquids]. Moscow: Inostrannaya literature. 1961; 930 p.
9. Didmanidze ON, Khakimov RT, Parlyuk EP. [Test results of the polymer radiator of the MTZ-80 tractor cooling system]. Sel'skokhozyaistvennyye mashiny i tekhnologii. 2020; Vol. 14. 1. 55-60 p.
10. Khakimov R, Shirokov S, Zykin A. Strategic assessment aspect of vehicles technical condition influence upon the ecosystem in regions. Transportation research procedia: 12th International Conference "Organization and traffic safety management in large cities". SPbOTSIC. 2017; 295-300 p.

#### Authors:

Parlyuk Ekaterina Petrovna – Ph.D. of economic sciences, associate professor of Tractors and cars Department, e-mail: kparlyuk@rgau-msha.ru  
 Bol'shakov Nikolai Aleksandrovich – assistant of Tractors and cars Department, e-mail: nik.mask@mail.ru.  
 RGAU - Moscow Timiryazev Agricultural Academy, Moscow, Russia