

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООБМЕННИКОВ ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ

Рассмотрены проблемы качественного и количественного определения характеристик теплообменников транспортной техники на этапе эксплуатации. Предложен метод диагностирования радиаторов моделируемой тепловой нагрузкой на специализированном стенде, который позволяет определять текущее значение наиболее важной характеристики теплообменника – теплоотдачи, характеризующей степень работоспособности теплопередающих поверхностей в конкретных условиях эксплуатации.

Ключевые слова: теплообменники, транспорт, диагностирование, эксплуатационные характеристики, теплоотдача.

В конструкциях транспортных средств широкое распространение получили рекуперативные и регенеративные (поверхностные) теплообменники, где передача теплоты осуществляется посредством взаимодействия теплоносителей с твердой стенкой. Наличие такого элемента неизбежно приводит к снижению надежности теплопередачи из-за изменения качественного состояния поверхности стенки в процессе эксплуатации. У теплообменников рекуперативного типа разделяющая твердая стенка меняет свое качественное состояние, как со стороны горячего теплоносителя, так и со стороны холодного. Интенсивность этих изменений различна. В реальных условиях эксплуатации процесс изменения качественного состояния приводит к ухудшению условий теплопередачи, закономерность изменения которых мало изучена.

Тем не менее, необходимость оценки фактической теплоотдачи теплообменников на этапе эксплуатации связана с определением периодичности и объемов работ по их техническому обслуживанию. Такая оценка осуществляется, как правило, по косвенным показателям и преимущественно субъективно. Применительно к радиаторам систем охлаждения ДВС как частному случаю теплообменных аппаратов косвенными признаками ухудшения теплопередающей способности поверхностей теплообмена являются: перегрев двигателя, потеря мощности, увеличенный расход топлива (в среднем на 5-6%), повышенный угар масла. Последствиями перегрева двигателя являются повышенный износ элементов ЦПГ, нарушение структуры металла, появление трещин термической усталости, интенсивное старение уплотнительных деталей и др.

Рабочий процесс теплообмена математически описывается следующими основными уравнениями [1, 2]:

– уравнением теплопередачи

$$Q = kF\bar{\Delta}t_{\text{лог}}, \quad (1)$$

где: k – текущее значение коэффициента теплопередачи, Вт/(м²·°C); F – площадь теплообмена, м²; $\bar{\Delta}t_{\text{лог}}$ – среднелогарифмический температурный напор, °C;

– уравнением теплового баланса

$$\Delta Q = Q_1 - Q_2, \quad (2)$$

где: ΔQ – теплота, отданная в окружающую среду; Q_1 – количество теплоты, отданное горячим теплоносителем, Вт; Q_2 – количество теплоты, воспринятое холодным теплоносителем, Вт.

В реальных условиях эксплуатации коэффициент теплопередачи k меняется, вследствие этого меняется общее количество теплоты, переданное через поверхности теплообмена. Точно учесть влияние всех факторов на коэффициент теплопередачи k , встречающихся в реальных условиях эксплуатации, сложно, поэтому на практике основным расчетным уравнением в общем виде является следующее:

$$k = 1/[1/\alpha_w + (\delta/\lambda + 1/\alpha_L) \cdot \psi], \quad (3)$$

где: α_w , α_L – коэффициенты теплоотдачи со стороны жидкости и воздуха, соответственно, Вт/м²·°C; ψ – коэффициент оребрения; δ – толщина стенки элемента охлаждения (трубки), м; λ – коэффициент теплопроводности материала трубки, Вт/(м·°C).

При рассмотрении рабочего процесса в загрязненном теплообменнике исходят из того, что к снижению значений коэффициентов α_w , α_L и δ/λ на поверхностях охлаждения приводят следующие причины:

– отложение слоя загрязнения, имеющего высокое термическое сопротивление, на внутренней и наружной поверхности;

– снижение скорости теплоносителя (воздуха или жидкости), а иногда даже прекращение его поступления в те или иные каналы из-за их полной закупорки (чаще всего на начальном участке);

– изменение характера течения потока по каналам поверхности охлаждения из-за местных (локальных) отложений загрязнителя.

Перечисленные причины чаще всего проявляются в совокупности, обуславливая интегральный отрицательный эффект. Аналитическое определение изменения коэффициента теплопередачи для загрязненного теплообменника усложняется, так как загрязнения распределяются по рабочим поверхностям неравномерно. Сложным и малоизученным процессом является распределение загрязнений для оребренных наружных поверхностей, например автомобильных радиаторов. Мелкоструктурные загрязнения (дорожно-почвенная пыль) формируют очаги локальных термических сопротивлений в зависимости от формы оребряющих пластин, их ориентации в гравитационном поле и некоторых других факторов. На рисунке 1 изображены эпюры теплопередачи чистой (а) и загрязненной поверхности стенки радиатора трубчато-пластинчатого типа.

Для стенки с эксплуатационными загрязнениями условия теплообмена усложняются.

Учитывая, что $k_{\tau} = R_{\tau}^{-1}$, где R_{τ} – общее термическое сопротивление теплопередаче, $m^2 \cdot C/Wt$, для радиатора с наработкой в эксплуатации τ на интервале $0 < \tau < T$, где T – период эксплуатации, имеем:

$$R_{\tau} = \frac{1}{\alpha_w} + \left(\frac{\delta_{ст.\tau}}{\lambda_{ст.\tau}} + \frac{1}{\alpha_L} \right) \psi = \frac{1}{\alpha_w} + \left[\left(\frac{\xi \delta_{нар.з}}{\lambda_{нар.з}} + \frac{\delta_{вн.з}}{\psi \cdot \lambda_{вн.з}} + \frac{\delta_{ст.}}{\lambda_{ст.}} \right) + \frac{1}{\alpha_L} \right] \psi, \quad (4)$$

где $\delta_{нар.з}$, $\delta_{вн.з}$ и $\delta_{ст.}$ – толщина слоя внутренних и наружных загрязнений и материала стенки; $\lambda_{нар.з}$, $\lambda_{вн.з}$ и $\lambda_{ст.}$ – коэффициенты теплопроводности слоев наружных и внутренних загрязнений и, соответственно, материала стенки; ξ – коэффициент загрязнения оребрения.

Используя выражение (1) и (4), после сложных преобразований получим уравнение теплопередачи для любого текущего значения наработки τ на этапе эксплуатации в развернутом виде, удобном для анализа:

$$Q_{\tau} = F \cdot \bar{\Delta}t_{лог} \cdot \left[\alpha_w^{-1} + \psi \cdot \xi \cdot \delta_{нар.з} / \lambda_{нар.з} + \delta_{вн.з} / \lambda_{вн.з} \cdot \psi \cdot \delta_{ст.} / \lambda_{ст.} + \psi \cdot \alpha_L^{-1} \right] \quad (5)$$

Дальнейшие преобразования (5) общего термического сопротивления через локальные термические сопротивления

$$R_{\tau} = R_{w\tau} + R_{L\tau} + R_{CT\tau}, \quad (6)$$

где $R_{w\tau}$, $R_{CT\tau}$, $R_{L\tau}$ – соответственно текущие значения локальных термических сопротивлений от жидкости к стенке, самой стенки и от стенки к воздуху, приводят:

$$Q_{\tau} = F \cdot \bar{\Delta}t_{лог.\tau} \cdot \left[(R_{w\tau} + \psi \cdot \xi \cdot R_{нар.з} + R_{вн.з.\tau} + \psi \cdot R_{CT\tau} + \psi \cdot R_{L\tau}) \right] \quad (7)$$

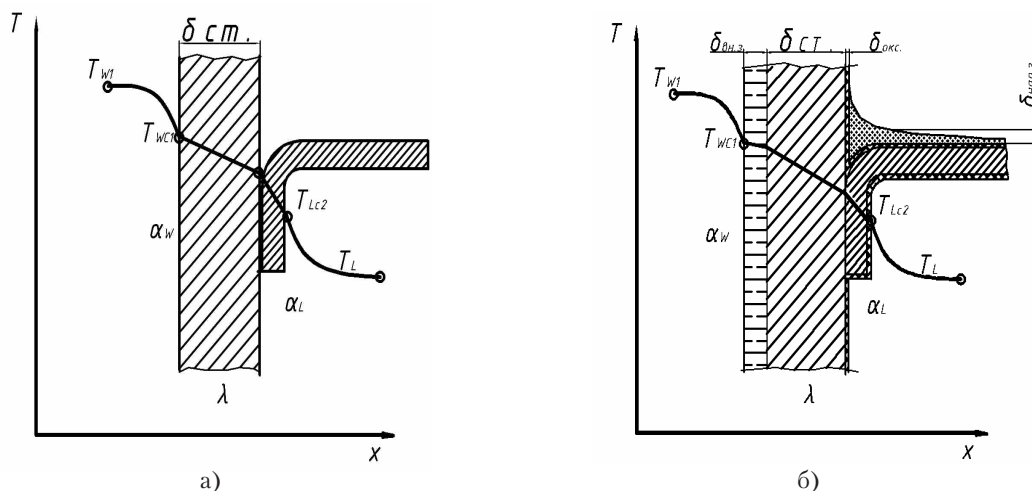


Рисунок 1. Теплопередача чистой (а) и загрязненной (б) стенки теплообменника

При использовании в системе охлаждения ДВС антифризов в качестве охлаждающей жидкости и соблюдении рекомендаций по их эксплуатации (своевременная замена) приращением локального термического сопротивления $R_{\text{вн.з.т}}$ можно пренебречь. Использование для охлаждающихся трубок материалов с высокой теплопроводностью и малой толщиной стенки (в случае стабильности свойств материала стенки при отсутствии коррозии) позволяет считать влияние $R_{\text{Стт}}$ на изменение общего термического сопротивления пренебрежимо малым [1]. Вследствие этого выражение (7), являющееся универсальной математической моделью процесса теплопередачи радиатора при эксплуатации транспортной техники, примет вид:

$$Q_{\tau} = F \cdot \Delta t_{\text{лог.т}} [R_{\text{Вт}} + (\xi \cdot R_{\text{нар.зт}} + R_{\text{Лт}}) \cdot \psi]^{-1} \quad (8)$$

Возникшее дополнительное термическое сопротивление слоя загрязнений через заданный промежуток времени:

$$\Delta R_{\tau} = 1/k_{\beta\tau} - 1/k_0, \quad (9)$$

где ΔR_{τ} – дополнительное термическое сопротивление; k_{τ} , k_0 – коэффициенты теплопередачи загрязненной и чистой поверхности.

Установлен общий характер закономерности изменения термического сопротивления в эксплуатации с наработкой τ [1]:

$$R_{\tau} = R_{\tau\text{max}} \cdot (1 - e^{-B\tau}), \quad (10)$$

где $R_{\tau\text{max}}$ – максимальное термическое сопротивление, к которому со временем стремятся асимптотически приблизиться кривые загрязнения (при максимально возможной толщине отложения); B – константа интен-

сивности загрязнения, определяемая экспериментально.

При отсутствии загрязнения: $R_{\tau} = 0$; $k_{\tau} = k_0$.

Кроме того, наряду с ростом термического сопротивления при увеличении слоя загрязнений в процессе эксплуатации возможен обратный процесс (очистка) при естественном или принудительном воздействии на них влаги, песка, температуры и пр. На рисунке 2 представлена графическая интерпретация процесса загрязнения – очистки автотракторного радиатора и изменение его теплоотдачи в процессе эксплуатации.

Наряду с расчетно-аналитическими методами для более точного определения тепловых характеристик теплообменников применяют экспериментальные методы, основанные на калориметрических измерениях теплофизических параметров в условиях стационарной теплопередачи.

Температурно-динамические характеристики систем охлаждения ДВС определяют в специализированных лабораториях, в которых производятся натурные испытания с имитацией дорожно-климатических условий. Эти лаборатории позволяют обеспечить сокращение сроков освоения новой техники и повысить качество научных исследований в отношении выбора конструкторско-технологических решений систем охлаждения, их оптимального соответствия силовым установкам в различных эксплуатационных условиях.

Такие испытания повышают достоверность информации о рабочих процессах теплообменных аппаратов, однако требуют значительного количества времени, трудозатрат и энергии, так

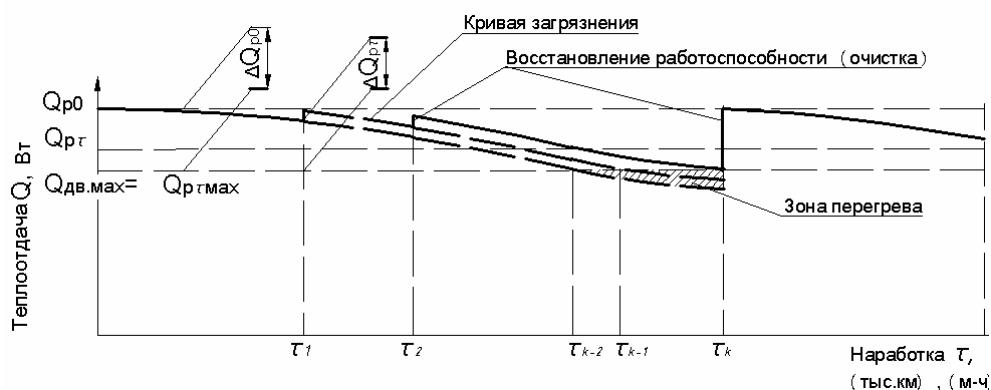


Рисунок 2. Графическая интерпретация изменения теплоотдачи радиатора в процессе эксплуатации. Здесь: Q_{p0} , Q_{pt} – исходное и текущее значение теплоотдачи радиатора, Вт; $Q_{\text{дв.мах}}$ – максимальное значение теплоотдачи двигателя, Вт; ΔQ_{p0} , ΔQ_{pt} – резерв теплоотдачи радиатора нового и с наработкой, Вт; τ_i – наработка радиатора до соответствующего воздействия, тыс. км (м-ч).

как система должна войти в тепловое равновесие, т. е. все элементы сложной и громоздкой конструкции стенда и теплоносителей должны иметь определенную температуру.

Разработка простого и надежного экспериментального метода для количественной оценки состояния рабочих характеристик теплообменников, а также средств механизации для его осуществления является актуальной, так как при этом появляется возможность планирования объемов и содержания работ по ТО, а также прогнозирования остаточного ресурса теплообменных устройств.

В Оренбургском государственном университете проводятся НИ-ОКР по созданию экспресс-метода диагностирования теплообменников на этапе эксплуатации по критерию теплоотдачи. Создан диагностический стенд, оснащенный аппаратно-программным измерительно-вычислительным комплексом (ИВК). На рисунках 3 и 4 представлена схема диагностического стенда и структура ИВК.

Вычисленное значение коэффициента теплопередачи (теплоотдачи) сравнивается с величиной этого коэффициента для эталонной, чистой поверхности теплообменника, полученного при равных условиях испытания.

Диагностирование теплообменников предложенным методом [3] позволяет выявлять отклонения рабочих характеристик от паспортных и выбрать оптимальный вариант профилактических воздействий с последующим контролем их результатов. На рисунке 5 представлена термограмма регистрации процесса теплоотдачи теплообменника.

Диагностирование позволяет установить не только степень отклонения теплоотдачи теплообменника от первоначального состояния, но и установить причину ее снижения.

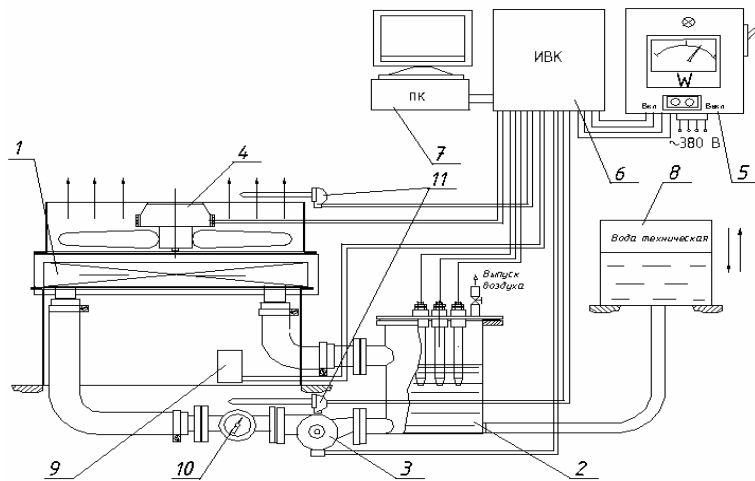


Рисунок 3. Схема стенда для диагностирования рабочих характеристик радиаторов: 1 – радиатор, 2 – измерительный парогенератор, 3 – насос, 4 – вентилятор, 5 – шкаф управления, 6 – ИВК, 7 – компьютер, 8 – расширительная емкость, 9 – датчик массового расхода воздуха, 10 – расходомер, 11 – термопара

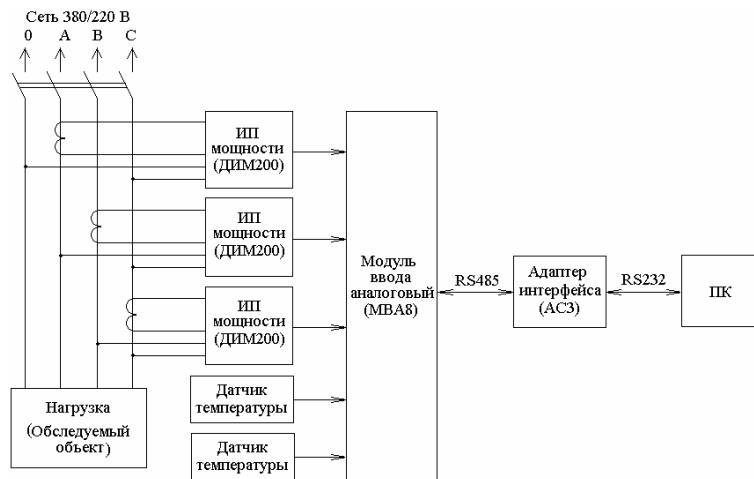


Рисунок 4. Структурная схема ИВК диагностического стенда

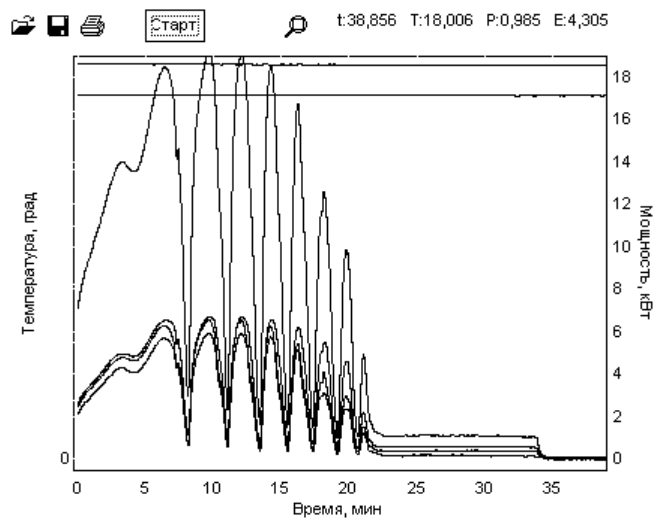


Рисунок 5. Результирующая термограмма тестирования радиатора на диагностическом стенде

Ковриков И.Т. и др. Диагностика эксплуатационных характеристик теплообменников. Результаты тестирования радиатора на диагностическом стенде.

В случае увеличения гидравлического сопротивления теплоносителю из-за закупорки (чаще всего на начальном участке) каналов охлаждающих трубок характер термограммы меняется. На рисунке 6 представлены термограммы двух теплообменников одной конструкции, причем один является новым, а другой имеет наработку 170 тыс. км без проведения специальных мероприятий по восстановлению исходного состояния внутренней поверхности.

Характер снижения графика теплового потока при снижении температурного напора на термограмме 1а отличается от графика 1б вследствие увеличения гидравлического сопротивления от загрязнения внутренних каналов трубой доски.

Достоверность анализа причин снижения теплоотдачи теплообменников может быть повышена включением в состав диагностического комплекса оптического пирометра, а для исследовательских задач – тепловизора. Например, для сравнения характера распределения загрязнения исследовалось температурное поле нового радиатора и радиатора с наработкой. Измерение производилось с использованием термосканера Thermo imager MOD Ray TI30XXEU/9 в координатах X;Y относительно геометрического центра радиатора. Неравномерность температурного поля для нового радиатора с учетом погрешности прибора составила $X(\pm 1,7^\circ\text{C})$;

$Y(\pm 1,3^\circ\text{C})$, у радиатора же с эксплуатационными загрязнениями – $X(\pm 3,0^\circ\text{C})$; $Y(\pm 2,75^\circ\text{C})$. По характеру неравномерности поля температур можно рекомендовать наиболее оптимальный вариант очистки теплообменника, а именно: физико-химический (без разборки) или механический (с разборкой).

Таким образом, разработанный метод и диагностический стенд в эксплуатации позволяют:

- определять без разборки теплообменников текущее количественное значение наиболее важной характеристики – теплоотдачи, характеризующей степень работоспособности теплопередающих поверхностей;

- прогнозировать и определять остаточный ресурс теплообменников в конкретных условиях эксплуатации, что, в свою очередь, дает возможность построения научно обоснованной стратегии поддержания их работоспособности.

- определить действительную потребность и содержание работ при выполнении операций очистки поверхностей теплообмена, тем самым существенно снизить затраты на ТО и ремонт.

Результаты работы планируется использовать при диагностировании состояния и контроля выполнения операций ТО и ремонта теплообменных устройств транспортной техники: радиаторов охлаждения, отопителей салонов, охладителей надувочного воздуха, кондиционеров.

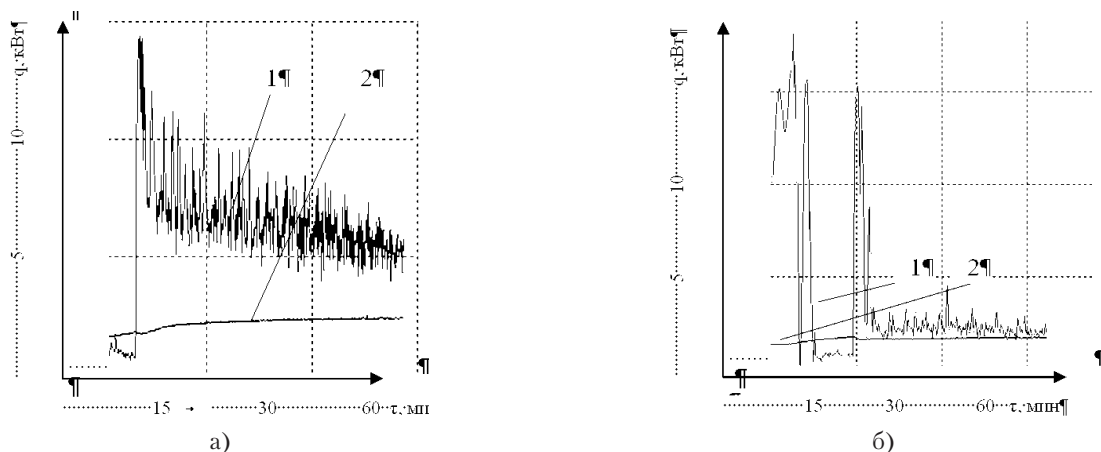


Рисунок 6. Термограммы тестирования радиаторов (1 – график теплового потока, 2 – график температуры): а) нового; б) с наработкой 170 тыс. км.

Список использованной литературы:

1. Бурков, В.В. Автотракторные радиаторы / Бурков В.В., Индейкин А.И. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1978. – 216 с.
2. Бурков В.В. Аллюминиевые теплообменники сельскохозяйственных и транспортных машин / В.В. Бурков. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985. – 239 с.
3. Аверкиев Л.А. Сервисно-диагностический комплекс для автотракторных теплообменников / Л.А. Аверкиев, А.П. Поставский, В.С. Мануйлов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – №10. – С. 41-42.

Kovrikov I.T., Poslavsky A.P., Sokolov V.Yu.

DIAGNOSTICS OF OPERATING CHARACTERISTICS OF HEAT EXCHANGERS OF TRANSPORT EQUIPMENT

The article covers the problems of qualification and quantification of characteristics of heat exchangers of transport equipment at operation stage. They introduce method of diagnostics of radiators by simulated heat load at a special test bench, which allows to determine current value of the most important characteristic of heat exchanger– heat emission, that characterizes the level of working capacity of heat-exchange surfaces under certain operating conditions.

Key words: heat-exchangers, transport, diagnostics, operating characteristics, heat emission

Информация об авторах:

Ковриков И.Т., профессор кафедры «Машины и аппараты пищевых и химических производств»
ГОУ ВПО «Оренбургский государственный университет», доктор технических наук,
460018, г. Оренбург, пр-т Победы, 13, тел.: (3532) 372464

Пославский А.П., доцент кафедры технической эксплуатации и ремонта автомобилей
ГОУ ВПО «Оренбургский государственный университет», кандидат технических наук,
460018, г. Оренбург, пр-т Победы, 13, тел.: (3532) 757771

Соколов В.Ю., заведующий кафедрой теплоэнергетики ГОУ ВПО «Оренбургский государственный университет», кандидат технических наук, доцент,
460018, г. Оренбург, пр-т Победы, 13, к. 14102, тел.: (3532) 360361, 638250, e-mail: te@unpk.osu.ru