

Научная статья
УДК 621.757
DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2025-22-2-194-209>
EDN: XILESJ



АНАЛИЗ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ СВОЙСТВ ОХЛАДИТЕЛЕЙ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА В ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Д.А. Дрючин ✉, А.Д. Михайлов

Оренбургский государственный университет,
г. Оренбург, Россия

✉ ответственный автор
dmi-dryuchin@yandex.ru

АННОТАЦИЯ

Введение. Обозначена устойчивая тенденция развития конструкции автомобильных двигателей, предполагающая массовое использование нагнетателей и охладителей подаваемого воздуха, обеспечивающих повышение технико-экономических и экологических показателей эксплуатации автотранспортных средств. Приведено описание актуальной проблемы, заключающейся в снижении эффективности охладителей наддувочного воздуха, что обусловлено образованием загрязнений как на наружной, так и на внутренней поверхности в процессе эксплуатации. Представлены результаты обзора научных работ в области повышения эффективности эксплуатации автомобильных теплообменных устройств. Сформулирована цель научной работы, определен перечень решаемых задач.

Материалы и методы. Приведены теоретические положения, описывающие параметры теплообменных процессов на границе двух сред, разделённых многослойной стенкой. Определены расчётные формулы, позволяющие определить характер влияния теплопроводности и толщины слоёв загрязнений на поверхности теплообменного устройства на величину теплового потока, отводимого этим устройством в окружающую среду. Выдвинута гипотеза о характере формирования слоёв загрязнений и о существующем значении их предельной толщины, соответствующей минимуму эксплуатационной теплопроводности. Дано описание методов проведения экспериментальных исследований и диагностического оборудования, обеспечивающих проведение исследований, направленных на получение данных, необходимых для практического внедрения разработанных теоретических положений.

Результаты. Приведены зависимости толщины слоёв загрязнений, образующихся на наружных и внутренних поверхностях воздушно-воздушного охладителя наддувочного воздуха в эксплуатации. Установлены значения коэффициентов теплопроводности наружных и внутренних загрязнений, что является одним из пунктов научной новизны. Полученные значения использованы для моделирования процессов отвода теплоты от наддувочного воздуха и разработки мероприятий, направленных на повышение эффективности эксплуатации автотранспортных средств. В разделе представлены результаты моделирования теплового потока, отводимого от наддувочного воздуха, и приведены рекомендации, направленные на повышение эффективности эксплуатации турбированных двигателей.

Обсуждение и заключение. Дано решение поставленных задач, обозначены показатели, отражающие достижение цели исследования, сформулированы результаты, показывающие новые научные результаты исследования. Приведено краткое описание практических рекомендаций, направленных на повышение эффективности эксплуатации турбированных дизельных двигателей.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: турбированные двигатели, загрязнение интеркулера, теплообменные процессы, наддувочный воздух, диагностирование теплообменных устройств

БЛАГОДАРНОСТИ: авторы статьи выражают благодарность сотрудникам транспортного факультета ФГБОУ ВО «Оренбургский государственный университет», кандидату технических наук А.П. Понясовскому, кандидату технических наук В.В. Сорокину, анонимным рецензентам за их помощь, советы, рекомендации, ценные замечания и критику.

Статья поступила в редакцию 21.02.2025; одобрена после рецензирования 02.04.2025; принята к публикации 17.04.2025.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

© Дрючин Д.А., Михайлов А.Д., 2025



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Дрючин Д.А., Михайлов А.Д. Анализ изменения теплообменных свойств охладителей наддувочного воздуха в эксплуатации автотранспортных средств // Вестник СибАДИ. 2025. Т. 22, №. 2. С. 194-209. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2025-22-2-194-209>

Original article

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2025-22-2-194-209>

EDN: XILESJ

ANALYSIS OF CHANGES IN HEAT EXCHANGE PROPERTIES OF CHARGE AIR COOLERS IN AUTOMOTIVE VEHICLES' OPERATION

Dmitriy A. Dryuchin ✉, **Alexandr D. Mikhailov**
Orenburg State University,
Orenburg, Russia
✉ corresponding author
dmi-dryuchin@yandex.ru

ABSTRACT

Introduction. A steady trend in the development of automobile engines' designs was defined, which involves the widespread use of superchargers and coolers of the supplied air, providing the increase in technical, economic and environmental performance characteristics of motor vehicles. An urgent problem of efficiency reduction of the charge air coolers, due to the formation of impurities on both the outer and inner surfaces in operation was described. The results of scientific papers' review in the field of improving the operation efficiency of automotive heat exchangers were presented. The purpose of the scientific work was formulated, the list of tasks to be solved was defined.

Materials and methods. The theoretical statements describing the parameters of heat exchange processes at the boundary of two environments separated by a multilayer wall were presented. Calculation formulas have been determined allowing to define the influence nature of thermal conductivity and the thickness of contaminant layers on the surfaces of the heat exchange device on the volume of heat flow discharged by this device into the environment. A hypothesis has been put forward about the formation character of contaminant layers and about the existing value of their maximum thickness corresponding to the minimum of operational thermal conductivity. Methods of conducting experimental research and diagnostic equipment that ensures research performance aimed at obtaining the data necessary for the practical implementation of the developed theoretical statements were described.

Results. The dependences of the thickness of the contaminant layers formed on the outer and inner surfaces of the charge air cooler in operation are given. The values of the thermal conductivity coefficients of outer and inner contaminants have been established, which is one of the points of scientific novelty. The obtained values were used to model the processes of heat removal from charge air and to develop measures aimed at improving the efficiency of vehicle operation. The article presents the results of modeling the heat flow discharged from the charge air and provides recommendations for enhancing the operation capacity of turbocharged engines.

Discussion and conclusion. The solution of the determined goals was presented, the indicators reflecting the achievement of the research objective were defined, the results reflecting the new scientific accomplishments in the study were obtained. A brief description of practical recommendations aimed at improving the operation efficiency of turbocharged diesel engines was given.

KEYWORDS: turbocharged engines, intercooler clogging, heat exchange processes, charge air, diagnostics of heat exchange devices

ACKNOWLEDGEMENTS. The authors of the article express their gratitude to the staff of the Transport Faculty of Orenburg State University, Candidate of Technical Sciences A.P. Poslavskiy, Candidate of Technical Sciences V.V. Sorokin, anonymous reviewers for their help, advice, recommendations, valuable comments and criticism.

The article was submitted: February 21, 2025; approved after reviewing: April 2, 2025; accepted for publication: April 17, 2025.

© Dryuchin D.A., Mikhailov A.D., 2025



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

All authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation. Dryuchin D.A., Mikhailov A.D. Analysis of changes in heat exchange properties of charge air coolers in automotive vehicles' operation. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2025; 22 (2): 194-209. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2025-22-194-209>

ВВЕДЕНИЕ

Одной из типовых тенденций развития конструкции современных автотранспортных средств является применение турбированных двигателей, оснащённых наддувочными агрегатами, обеспечивающими подачу воздуха в цилиндры двигателя под избыточным давлением. Применение турбонаддува способствует снижению удельного расхода топлива, обеспечивает повышение литровой мощности двигателя и улучшение его экологических показателей.

Повышение показателей эффективности работы силовых агрегатов достигается за счёт увеличения количества свежего заряда, которое достигается не только в результате предварительного сжатия, но и последующего охлаждения. Поддержание оптимальных значений термодинамических параметров наддувочного воздуха необходимо для обеспечения эффективного протекания рабочего процесса, определяющего основные технико-эксплуатационные показатели работы двигателей.

Применение воздухо-воздушных трубчатых теплообменных устройств (интеркулеров) является типовым техническим решением, обеспечивающим решение задачи охлаждения наддувочного воздуха. Условием эффективного функционирования интеркулера является отсутствие или минимальное количество загрязнений как на его внутренних, так и на наружных поверхностях.

В процессе эксплуатации на рабочих поверхностях теплообменных устройств происходит образование загрязнений, что приводит к снижению показателей эффективности работы двигателей. Формируемые на внутренних поверхностях теплообменника масляные и сажистые отложения, их последующая полимеризация приводят к повышению термического сопротивления теплообменного устройства,

что отрицательно влияет на эффективность процесса теплопередачи. Это, в свою очередь, оказывает негативное влияние на технические, эксплуатационные и экологические характеристики двигателя.

Исходя из обозначенной проблемы, актуальна задача разработки методики оценки теплообменных свойств охладителей наддувочного воздуха, изменяющихся в эксплуатации, в связи с образованием отложений как на наружных, так и внутренних поверхностях.

Предварительный анализ научной литературы и технологической документации позволил сделать предварительное заключение о недостаточной проработанности данного вопроса, что влечёт очевидные отрицательные последствия в плане обеспечения эффективных условий эксплуатации автотранспортных средств. Обозначенная проблема во многом формирует направленность проводимого исследования и определяет его актуальность.

Исходя из формулировки обозначенной проблемы, определён объект исследования – охладитель наддувочного воздуха автомобильных двигателей.

Предмет исследования – закономерности изменения теплообменных характеристик охладителей наддувочного воздуха автомобильных двигателей в эксплуатации.

Для актуализации информации в рассматриваемой предметной области выполнен обзор научных работ, нормативной и технологической документации в области исследования теплообменных процессов и обеспечения заданного уровня эксплуатационных характеристик теплообменных устройств в эксплуатации автотранспортных средств.

Теоретические основы теплотехнических и термодинамических процессов теплообмена разнородных сред приведены в работах Р.Ю. Исупова¹, С.С. Кутателадзе², М.А. Михеева, В.Ф. Юдина³ и других авторов.

¹ Исупов Р.Ю. Исследование теплопередачи плоскоовальных труб в сравнении с теплопередачей труб круглого сечения // В сборнике: Научные труды студентов Ижевской ГСХА. Электронный ресурс. Ответственный за выпуск Н.М. Итешина, Ижевск. 2019. С. 486–489.

² Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. Новосибирск: Наука, 1970. 417 с.

³ Юдин В.Ф. Теплообмен поперечнооребрённых труб. Ленинград: Машиностроение, 1982. 189 с.

Исследованию тепловых процессов турбированных двигателей внутреннего сгорания посвящены труды А.В. Гриценко, Р.А. Зейнетдинова⁴, В.М. Кейса⁵, Е.М. Кухаренко⁶, В.В. Румянцева, А.Ф. Савостина, А.Т. Кулакова, Е.А. Лазарева [1, 2, 3, 4, 5] и других исследователей.

Решению вопросов диагностирования технического состояния и обеспечения эксплуатационной надёжности автомобильных теплообменных устройств посвящены труды И.Т. Коврикова, Г.А. Лепеша, А.П. Пославского^{7, 8, 9}, В.В. Сорокина, А.В. Хлуденёва, А.А. Фадеева и других исследователей [6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15].

По результатам обзора выявлена проблема отсутствия методической базы, обеспечивающей решение задачи оценки и прогнозирования характера изменения технического состояния охладителей наддувочного воздуха в эксплуатации автотранспортных средств, оснащённых турбированными двигателями. Следствиями обозначенной проблемы являются: снижение мощности, повышение эксплуатационного расхода топлива и ухудшение экологических характеристик автомобильных двигателей, обусловленные низкими значениями плотности воздушного потока, подаваемого в цилиндры.

Исходя из содержания выявленной проблемы, сформулирована цель проведённого исследования: повышение реализуемых эксплуатационных характеристик автомобильных турбированных двигателей на основе результатов оценки теплообменных свойств охладителей наддувочного воздуха.

Определены задачи, решение которых обеспечивает достижение поставленной цели:

- теоретическое описание теплообменных процессов, определяющих величину теплового потока, отводимого воздухо-воздушным теплообменным устройством от воздушного потока внутреннего контура в окружающую среду;

- разработка математической модели теплового потока, отводимого воздухо-воздушным теплообменным устройством от воздушного потока внутреннего контура в окружающую среду;

- разработка методики оценки теплообменных свойств охладителей наддувочного воздуха на основе результатов моделирования величины отводимого теплового потока;

- оценка эффективности внедрения разработанных методов в практику эксплуатации автотранспортных средств.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Теплообменный процесс на границе двух разнородных сред описывается базовыми выражениями теплотехники и термодинамики¹⁰ [10]. К числу таких выражений относится уравнение передаваемого теплового потока

$$Q = k \cdot F \cdot \overline{\Delta t}_{\text{лог}}, \quad (1)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°C);

F – площадь поверхности теплообмена, м²;

$\overline{\Delta t}_{\text{лог}}$ – среднелогарифмический температурный напор, °C.

⁴ Зейнетдинов Р.А. Влияние неравномерности термогазодинамических процессов систем воздухообеспечения ДВС на коэффициент наполнения // Сб. научн. трудов научно-практической конференции «Научное обеспечение инновационного развития АПК», Ч.1. СПб.: СПбГАУ. 2014. С. 340–345.

⁵ Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. М.: Энергия, 1967. 224 с.

⁶ Кухаренко Е.М. Агрегаты наддува. Минск: БНТУ, 2012. 50 с.

⁷ Пославский А.П. Оценка влияния эксплуатационных факторов на техническое состояние охладителей наддувочного воздуха / А.П. Пославский, В.В. Сорокин, А.Д. Михайлов, С.Н. Сергиенко // Прогрессивные технологии в транспортных системах: сб. материалов XIV Междунар. науч.-практ. конф., 20–22 нояб. 2019 г., Оренбург / М-во науки и высш. образования Рос. Федерации [и др.]; отв. ред. В.И. Рассоха. Электрон. дан. Оренбург: ОГУ, 2019. С. 470–475.

⁸ Пославский А.П. Диагностирование технического состояния охладителей наддувочного воздуха транспортных средств / А.П. Пославский, А.Д. Михайлов // Прогрессивные технологии в транспортных системах: сб. ст. Тринадцатой Междунар. науч.-практ. конф., 15–17 нояб. 2017 г., Оренбург / М-во образования и науки Рос. Федерации [и др.]; редкол.: Рассоха В.И. (отв. ред.) и [др.]. Электрон. дан. Оренбург, 2017. С. 213–215.

⁹ Пославский А.П. Разработка средств и методов диагностирования технического состояния теплообменников транспортных средств в эксплуатации / А.П. Пославский, В.В. Сорокин, А.Д. Михайлов // Прогрессивные технологии в транспортных системах: сб. материалов XIV Междунар. науч.-практ. конф., 20–22 нояб. 2019 г., Оренбург / М-во науки и высш. образования Рос. Федерации [и др.]; отв. ред. В. И. Рассоха. Электрон. дан. Оренбург: ОГУ, 2019. С. 476–480.

¹⁰ Михеев М.А., Михеева И.М. Основы Теплопередачи. М.: Энергия, 1977. 344 с.

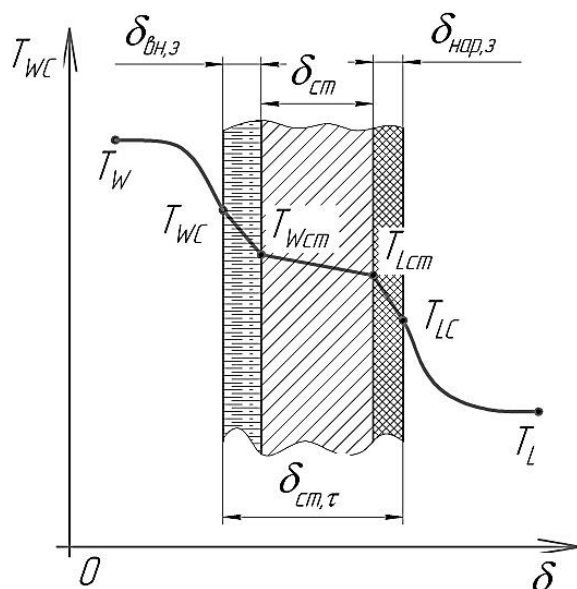


Рисунок 1 – Распределения тепловых полей в сечении стенки теплообменного устройства с учётом загрязнений, сформированных на наружных и внутренних поверхностях:

T_W – температура внутренней среды;
 T_{WC} – температура на поверхности внутренних загрязнений;
 T_{Wcm} – температура на поверхности стенки с внутренней стороны;
 T_{Lcm} – температура на поверхности стенки с наружной стороны;
 T_{LC} – температура на поверхности наружных загрязнений;
 T_L – температура наружной среды;
 $\delta_{вн,з}$ – толщина слоя внутренних загрязнений;
 $\delta_{см}$ – толщина стенки;
 $\delta_{нар,з}$ – толщина слоя наружных загрязнений;
 $\delta_{см,τ}$ – суммарная толщина стенки с учётом загрязнений

Источник: составлено авторами.

Figure 1 – Distribution of thermal fields in the wall cross-section of the heat exchanger, taking into account the impurities formed on the outer and inner surfaces

T_W – temperature of the internal environment;
 T_{WC} – temperature on the surface of inner impurities;
 T_{Wcm} – temperature on the inside wall surface;
 T_{Lcm} – temperature on the outside wall surface;
 T_{LC} – temperature on the surface of outer impurities;
 T_L – temperature of the external environment;
 $\delta_{вн,з}$ – layer thickness of inner impurities;
 $\delta_{см}$ – wall thickness;
 $\delta_{нар,з}$ – layer thickness of outer impurities;
 $\delta_{см,τ}$ – the total wall thickness, taking into account the contamination.

Source: compiled by the author.

Для идеализированных условий сделано допущение о том, что коэффициент теплопередачи (k) является постоянной величиной, определяемой теплофизическими свойствами контактирующих сред или материалов. Реальные условия эксплуатации отличаются от идеализированных. Как правило, на теплопередающих поверхностях со временем формируются слои загрязнений, что в значительной степени влияет на их теплофизические свойства.

Исходя из вышеизложенного, теплопередающую поверхность можно рассматривать как

многослойную, сформированную основным конструкционным материалом и загрязнениями, образующимися на нём в процессе эксплуатации как со стороны внутреннего контура, так и с наружной стороны.

Процесс образования и распределения загрязнений на наружных и внутренних поверхностях теплообменных устройств в настоящее время малоизучен. В недостаточной степени изучены теплофизические свойства наружных и внутренних загрязнений, образующихся на поверхностях теплообменных устройств в процессе эксплуатации.

На рисунке 1 изображено распределение тепловых полей на поверхности стенки теплообменника с учётом загрязнений, сформированных на ней в процессе эксплуатации.

В теоретических исследованиях теплообменных процессов используется понятие общего термического сопротивления (R) – величины обратной коэффициенту теплопередачи, следовательно, формула для расчёта коэффициента теплоотдачи имеет вид

$$k = \frac{1}{R}. \quad (2)$$

Общее термическое сопротивление, возникающее при тепловом взаимодействии двух теплоносителей, разделённых теплопроводной стенкой, определяется как сумма термических сопротивлений каждого из теплоносителей и термического сопротивления стенки. Развёрнутое выражение расчёта совокупного термического сопротивления рабочей поверхности теплообменного устройства имеет вид

$$R_{\tau} = \frac{1}{\alpha_W} + \left(\frac{\delta_{cm,\tau}}{\lambda_{cm,\tau}} + \frac{1}{\alpha_L} \right) \cdot \psi = \frac{1}{\alpha_W} + \left[\left(\frac{\xi \cdot \delta_{нар.з}}{\lambda_{нар.з}} + \frac{\delta_{вн.з}}{\psi \cdot \lambda_{вн.з}} + \frac{\delta_{cm}}{\psi \cdot \lambda_{cm}} \right) + \frac{1}{\alpha_L} \right] \cdot \psi, \quad (3)$$

где α_W, α_L – коэффициенты теплоотдачи со стороны теплоносителя «W» (внутренняя среда) и теплоносителя «L» (внешняя среда), соответственно, Вт/(м²·°C);

ψ – коэффициент оребрения;

$\delta_{нар.з}$ – толщина слоя наружных загрязнений, м;

$\delta_{вн.з}$ – толщина слоя внутренних загрязнений, м;

δ_{cm} – толщина материала стенки, м;

$\lambda_{нар.з}$ – коэффициент теплопроводности слоя наружных загрязнений, Вт/(м²·°C);

$\lambda_{вн.з}$ – коэффициент теплопроводности слоя внутренних загрязнений, Вт/(м²·°C);

λ_{cm} – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м²·°C)

ξ – коэффициент загрязнения оребрения.

Коэффициент оребрения (ψ) в формуле (3) применяется в отношении наружной поверхности теплообменного устройства, имеющей большую площадь за счёт наличия дополнительных пластин, увеличивающих площадь поверхности теплообмена. Формирование загрязнений на наружных поверхностях теплообменного устройства происходит под воздействием внешней среды и, как правило, происходит не равномерно, а лишь на участках подверженных прямому воздействию внешних загрязнений. Данная особенность учтена наличием в формуле (3) коэффициента загрязнения оребрения (ξ).

Формула (1) может быть преобразована с учётом выражений (2) и (3):

$$Q_{\tau} = \frac{1}{(R_W + \psi \cdot \xi \cdot R_{НАР.З.т} + R_{ВН.З.т} + \psi \cdot R_{cm} + \psi \cdot R_L)} \cdot F \cdot \overline{\Delta t}_{ЛОГ.т}, \quad (4)$$

где R_W – термическое сопротивление внутренней среды «W», (м²·°C)/Вт;

$R_{НАР.З.т}$ – термическое сопротивление наружных загрязнений, (м²·°C)/Вт;

$R_{ВН.З.т}$ – термическое сопротивление внутренних загрязнений, (м²·°C)/Вт;

R_{cm} – термическое сопротивление материала стенки теплообменника, (м²·°C)/Вт;

R_L – термическое сопротивление наружной среды «L», (м²·°C)/Вт.

Знаменатель полученного выражения – это величина суммарного термического сопротивления теплообменного устройства с учётом дополнительного термического сопротивления загрязнений, образующихся в процессе эксплуатации:

$$R_{\Sigma} = (R_W + \psi \cdot R_L) + (\psi \cdot \xi \cdot R_{НАР.З.т} + R_{ВН.З.т}) = R_0 + \Delta R_{\tau}. \quad (5)$$

Группировкой слагаемых выражения (5) определены две составляющих: термическое сопротивление стенки теплообменного устройства (R_0) и термическое сопротивление загрязнений, сформированных на стенке в процессе эксплуатации (ΔR_0).

Величина термического сопротивления стенки теплообменного устройства является постоянной величиной, определяемой его конструктивными особенностями, а также теплофизическими свойствами внутренней и внешней сред.

Термическое сопротивление загрязнений, сформированных на стенке теплообменного устройства, изменяется в процессе эксплуатации и может быть представлено как функция от толщины и теплопроводности загрязнений, образуемых на наружных и внутренних поверхностях:

$$\Delta R_{\tau} = \psi \cdot \xi \cdot R_{HAP.3.\tau} + R_{BH.3.\tau} = \frac{\psi \cdot \xi}{k_{HAP.3.\tau}} + \frac{1}{k_{BH.3.\tau}} = \frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{нар.з.\tau}}{\lambda_{нар.з.}} + \frac{\delta_{вн.з.\tau}}{\lambda_{вн.з.}}. \quad (6)$$

Толщина слоёв наружных и внутренних загрязнений ($\delta_{нар.з.\tau}, \delta_{вн.з.\tau}$) может быть представлена как функция от наработки теплообменного устройства: ($\delta_{нар.з.\tau} = f_{нар.з.}(\tau)$ и $\delta_{вн.з.\tau} = f_{вн.з.}(\tau)$).

Опыт практической эксплуатации большинства автомобильных теплообменных устройств показывает, что существует предельная толщина формируемого слоя загрязнений (δ_{MAX}), соответствующая условиям сбалансированного протекания процессов образования и разрушения слоёв загрязнений.

Исходя из представленных положений, установлено обобщённое выражение, определяющее изменение термического сопротивления теплообменного устройства в эксплуатации:

$$\Delta R(\tau) = R_{MAX} - B \cdot (\tau_{MAX} - \tau), \quad (7)$$

где R_{MAX} – максимальное термическое сопротивление, соответствующее максимальной толщине слоя образующихся загрязнений, ($m^2 \cdot ^\circ C$)/Вт;

B – константа интенсивности загрязнения (коэффициент пропорциональности).

Выражение (7) справедливо при введении допущения о том, что процесс формирования загрязнений в интервале наработок $0 \leq \tau \leq \tau_{MAX}$ носит линейный или близкий к линейному характер. Преобразованием формулы (5), с учётом выражений (6) и (7), получим систему выражений, характеризующих зависимость термического сопротивления теплообменного устройства от наработки:

$$R_{\Sigma} = \begin{cases} (R_W + \psi \cdot R_L) + \left(\frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{нар.з.MAX}}{\lambda_{нар.з.}} + \frac{\delta_{вн.з.MAX}}{\lambda_{вн.з.}} \right) - B \cdot (\tau_{MAX} - \tau), & \text{при } \tau \leq \tau_{MAX} \\ (R_W + \psi \cdot R_L) + \left(\frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{нар.з.MAX}}{\lambda_{нар.з.}} + \frac{\delta_{вн.з.MAX}}{\lambda_{вн.з.}} \right), & \text{при } \tau \geq \tau_{MAX} \end{cases}, \quad (8)$$

где $\delta_{нар.з.MAX}$ – максимальная толщина слоя наружных загрязнений, м;

$\delta_{вн.з.MAX}$ – максимальная толщина слоя внутренних загрязнений, м.

Коэффициент пропорциональности, являющийся постоянной величиной для каждого рассматриваемого теплообменника, может быть определён из выражения

$$B = \left(\frac{\psi \cdot \xi \cdot \delta_{нар.з.MAX}}{\lambda_{нар.з.}} + \frac{\delta_{вн.з.MAX}}{\lambda_{вн.з.}} \right) \cdot \frac{1}{\tau_{MAX}}. \quad (9)$$

Обобщённый вид графиков, иллюстрирующих характер изменения составляющих термического сопротивления теплообменного устройства в зависимости от наработки, представлен на рисунке 2.

Использование на практике описанной математической модели затруднено вследствие отсутствия актуальной информации о следующих величинах: коэффициент теплоотдачи внутреннего теплоносителя (α_W); коэффициент теплоотдачи внешнего теплоносителя (α_L); коэффициент теплопроводности наружных загрязнений ($\lambda_{нар.з.}$); коэффициент теплопроводности внутренних загрязнений ($\lambda_{вн.з.}$). Нестабильность теплофизических свойств газовых сред является одной из причин, затрудняющих определение численных значений данных величин для воздухо-воздушных теплообменных устройств, к числу которых относится охладитель наддувочного воздуха автомобильных турбированных двигателей.

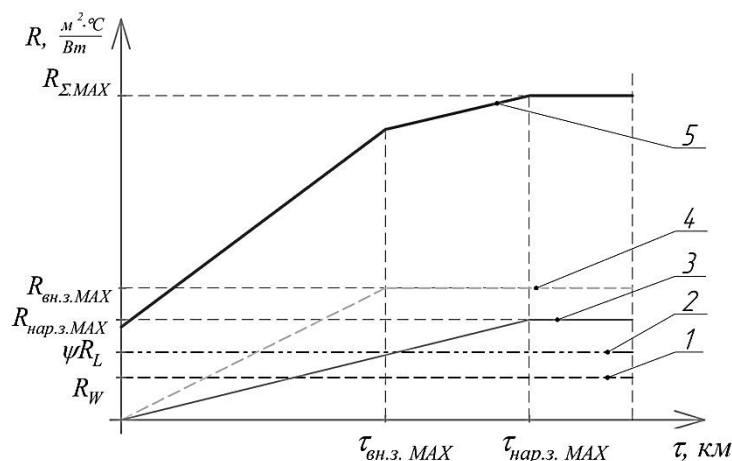


Рисунок 2 – Зависимости составляющих термического сопротивления теплообменного устройства от наработки:

- 1 – термическое сопротивление внутренней среды;
- 2 – термическое сопротивление внешней среды;
- 3 – термическое сопротивление наружных загрязнений;
- 4 – термическое сопротивление внутренних загрязнений;
- 5 – суммарное термическое сопротивление теплообменного устройства;

$\tau_{вн.з. MAX}$ – продолжительность формирования слоя внутренних загрязнений толщиной $\delta_{вн.з. MAX}$;

$\tau_{нар.з. MAX}$ – продолжительность формирования слоя наружных загрязнений толщиной $\delta_{нар.з. MAX}$

Источник: составлено авторами.

Figure 2 – The dependences of the components of the thermal resistance of the heat exchanger on the operating time

- 1 – the thermal resistance of the internal environment;
- 2 – the thermal resistance of the external environment;
- 3 – the thermal resistance of outer contaminants;
- 4 – the thermal resistance of inner contaminants;
- 5 – the total thermal resistance of the heat exchanger;

$\tau_{вн.з. MAX}$ – the formation duration of the inner contaminant's layer with a thickness of $\delta_{вн.з. MAX}$;

$\tau_{нар.з. MAX}$ – the formation duration of the outer contaminant's layer a with a thickness of $\delta_{нар.з. MAX}$

Source: compiled by the author.

Для определения численных значений указанных величин проведена серия экспериментальных исследований, предполагающих измерение теплового потока как новых, так и загрязнённых воздухо-воздушных теплообменных устройств, а также разрушающих исследований загрязнённых теплообменных устройств, проводимых для измерения толщины слоёв загрязнений.

Для измерения величины теплового потока, отводимого воздухо-воздушным теплообменником, произведена модернизация существующего диагностического стенда, используемого ранее для измерения рабочих характеристик

водо-воздушного теплообменника^{11, 12}. Схема указанного стенда представлена на рисунке 3.

Принцип работы стенда основан на измерении мощности, потребляемой нагревателем, осуществляющим нагрев воды, циркулирующей по замкнутому контуру. Контур включает в себя диагностируемый водо-воздушный теплообменник (см. рисунок 3, 6). Так как мощность тока, расходуемого на нагрев воды, эквивалентна тепловым потерям замкнутого контура, то показания ваттметра, являющегося составной частью измерительно-вычислительного блока 14, отражают значения теплового потока, отводимого теплообменным устройством.

¹¹ Пат. 2544365 Российская Федерация, МПК G01R 22/04, G01N 25/18. Устройство для измерения рабочих характеристик теплообменников / А.П. Пославский, В.В. Филиппов, А.А. Копылов, Л.А. Аверкиев, А.А. Фадеев; заявитель и патентообладатель Пославский А.П. № 2013120564/28; заявл. 06.05.2013; опубл. 20.03. 2015, Бюл. № 8. 6 с.

¹² Пат. 2352925 Российская Федерация, МПК 7 G 01 N 25/18. Устройство для измерения теплового потока / А.П. Пославский, А.В. Хлуденев, В.В. Сорокин; заявитель и патентообладатель Пославский А.П. № 2007141552/28; заявл. 08.11.2007; опубл. 20.04. 2009, Бюл. № 11. 5 с.

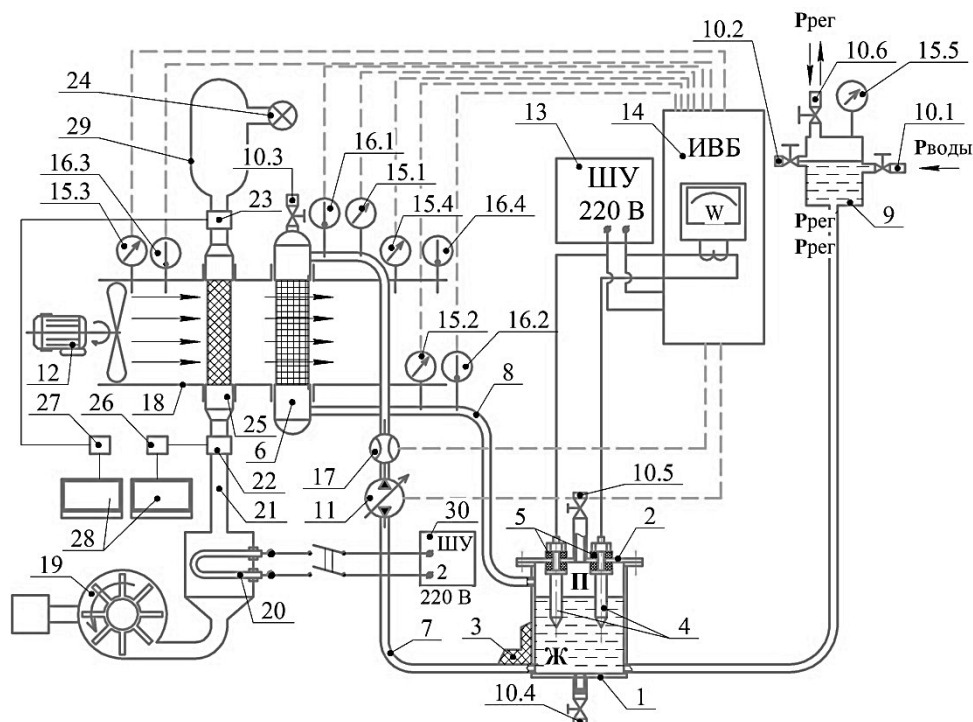


Рисунок 3 – Схема модернизированного стенда для диагностирования теплообменных устройств (патент РФ №2544365 от 09.02.2015 г.):

- 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – теплоизоляция; 4 – электроды;
5 – изоляторы; 6 – водо-воздушный теплообменник;
7, 8 – трубопроводы; 9 – расширительная емкость; 10.1-10.5 – вентили;
11 – водяной насос; 12 – вентилятор; 13 – шкаф управления;
14 – измерительно-вычислительный блок;
15.1-15.5 – датчики давления; 16.1-16.4 – датчики температуры;
17 – расходомер; 18 – воздуховод; 19 – компрессор;
20 – нагреватель; 21 – воздушная магистраль;
22-23 – расходомеры воздуха; 24 – клапан выпускной;
25 – воздухо-воздушный охладитель наддувочного воздуха;
26, 27 – термодатчики; 28 – компьютер; 29 – ресивер;
30 – шкаф управления нагревателем воздуха
Источник: составлено авторами.

Figure 3 – Diagram of the improved test bench for diagnosing heat exchangers (Russia, Patent No. 2544365 dated September 2, 2015)

- 1 – body, 2 – cover, 3 – thermal insulation, 4 – electrodes,
5 – insulators, 6 – water-to-air heat exchanger,
7, 8 – pipelines, 9 – expansion tank, 10.1-10.5 – valves,
11 – water pump, 12 – fan, 13 – control cabinet,
14 – measuring and computing unit,
15.1-15.5 – pressure sensors, 16.1-16.4 – temperature sensors,
17 – flow meter, 18 – air duct, 19 – compressor,
20 – heater, 21 – air line,
22-23 – air flow meters, 24 – exhaust valve,
25 – charge air cooler,
26-27 – thermal sensors; 28 – computer; 29 – receiver;
30 – air heater control cabinet
Source: compiled by the author.

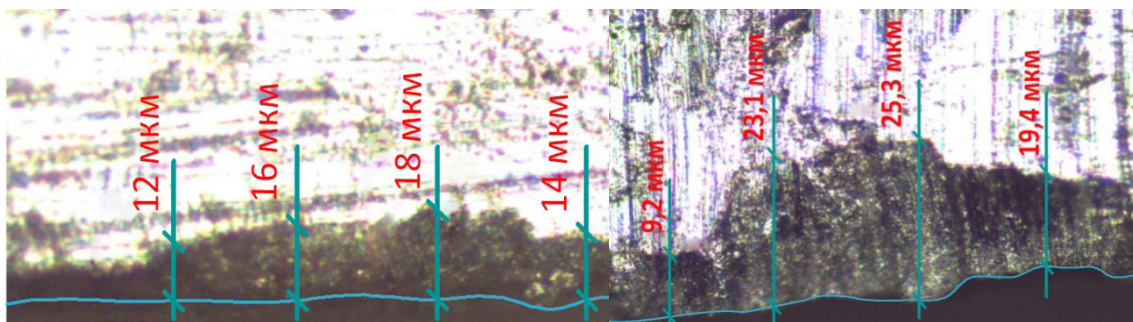


Рисунок 4 – Структура слоя загрязнений на внутренних поверхностях теплообменного устройства
Источник: составлено авторами.

Figure 4 – The structure of the contamination layer on the inner surfaces of the heat exchanger
Source: compiled by the author.

По результатам модернизации, запатентованная конструкция стенда дополнена блоком, позволяющим производить исследование теплообменных характеристик воздухо-воздушных теплообменных устройств. В состав разработанного дополнительного блока включены: компрессор (см. рисунок 3, 19); нагреватель 20; расходомеры воздуха 22 и 23, установленные на входной и выходной воздушных магистралях, соединённые с термодатчиками 26 и 27, передающие сигнал на компьютер 28. Выходная воздушная магистраль дополнительного блока соединена с ресивером 29, имеющем в своём составе предохранительный выпускной клапан 24, который обеспечивает создание противодавления в выпускной магистрали.

Величина теплового потока, отводимого диагностируемым воздухо-воздушным охладителем 25, определяется по изменению мощности, потребляемой водяным нагревателем и измеряемой ваттметром измерительно-вычислительного блока 14, при пропуске нагретого воздуха через внутренний контур исследуемого охладителя 25.

Исследование толщины слоя загрязнений, образующихся как на внутренних, так и на наружных поверхностях теплообменного устройства произведено методом разрушающего контроля. В процессе проведения эксперимента фрагмент, вырезанный из сердцевины исследуемого охладителя, заливался эпок-

сидной смолой, зашлифовывался и подвергался микрометрическим измерениям.

Метод разрушающего контроля применён в отношении выборки охладителей наддувочного воздуха модели 43085, эксплуатируемого в комплекте с турбированными двигателями семейства КамАЗ (16 ед.), имеющих различную наработку, и, как следствие, различную толщину слоёв сформированных загрязнений. Структура и объём выборки определены на основе известных методов планирования эксперимента, обработки и оценки достоверности результатов экспериментальных. На рисунке 4 приведены фотографии, иллюстрирующие структуру и внешний вид слоёв загрязнений, образующихся на внутренних поверхностях теплообменного устройства. Толщина слоя загрязнений определена как среднее значение нескольких замеров, выполненных по каждому из исследуемых фрагментов.

РЕЗУЛЬТАТЫ

На основе полученных экспериментальных данных определены зависимости толщины слоёв загрязнений, образующихся на наружных и внутренних поверхностях охладителей наддувочного воздуха модели 43085, эксплуатируемого в комплекте с турбированными двигателями семейства КамАЗ. Графики, иллюстрирующие указанные зависимости, представлены на рисунке 5.

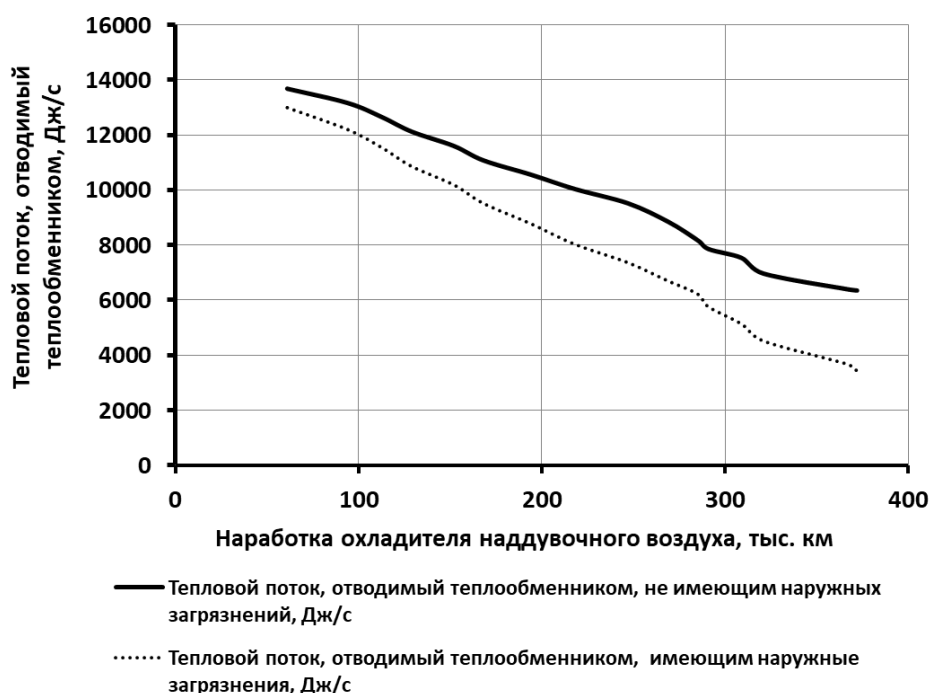


Рисунок 5 – Зависимость толщины слоёв загрязнений, образующихся на поверхностях охладителя наддувочного воздуха модели 43085 в эксплуатации
Источник: составлено авторами.

Figure 5 – Dependence of the thickness of contaminants' layers appearing on the surfaces of the air cooler model 43085 in operation
Source: compiled by the author.

Исходя из вида полученных зависимостей, можно сделать вывод о подтверждении основных положений, выдвинутых в теоретической части исследования. На основе анализа результатов исследования установлено, что в заданных условиях эксплуатации для интеркулера модели 43085, эксплуатируемого совместно с двигателями семейства КамАЗ, предельная толщина слоёв загрязнений, образующихся в процессе эксплуатации, составляет около 70 мкм. Нарботка, при которой формируются загрязнения предельной толщины как на наружных, так и на внутренних поверхностях, составляет около 350 тыс. км.

По результатам оценки величины теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха, определены средние значения коэффициентов теплопроводности загрязнений, формируемых на наружных и внутренних поверхностях.

Установленное значение коэффициента теплопроводности наружных загрязнений составляет $\lambda_{\text{нар.з.}} = 4,79 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$.

Значение коэффициента теплопроводности внутренних загрязнений: $\lambda_{\text{вн.з.}} = 1,56 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$.

Полученные данные, при их совместном использовании с расчётными формулами, представленными в теоретической части исследования, позволяют произвести моделирование теплового потока отводимого охладителем наддувочного воздуха при заданной наработке с начала эксплуатации. На основе результатов моделирования представляется возможным определение степени охлаждения наддувочного воздуха, что является основой для оценки его влияния технико-эксплуатационной характеристики двигателя и на показатели эффективности эксплуатации автотранспортного средства.

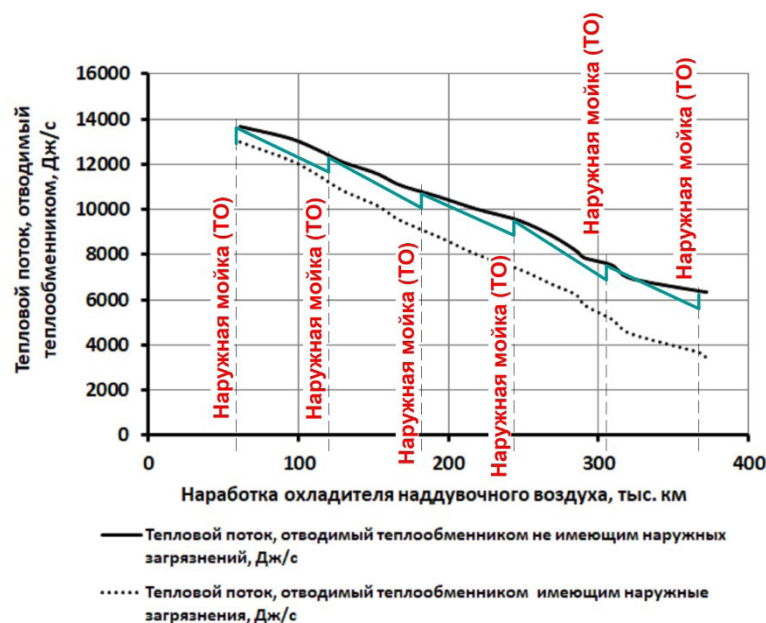


Рисунок 6 – Зависимости теплового потока, отдаваемого охладителем наддувочного воздуха модели 43085 от наработки при проведении промывки наружных поверхностей:

— — — — — очистка рабочих поверхностей охладителя от эксплуатационных загрязнений не производится;
 — — — — — производится мойка наружных поверхностей охладителя при выполнении ТО
 Источник: составлено авторами.

Figure 6 – Dependences of the heat flow discharged by the charge air cooler model 43085 on the operating time during outer surfaces' washing

— — — — — cleaning of the working surfaces of the cooler from operational contaminants is not performed;
 — — — — — maintenance cleaning of the outer surfaces of the cooler is performed
 Source: compiled by the author.

Одним из мероприятий, направленных на повышение эффективности воздухо-воздушного охладителя наддувочного воздуха и достаточно легко реализуемым в эксплуатации, является наружная мойка охладителя, выполняемая при помощи моечных аппаратов высокого давления. В плане решения четвертой поставленной задачи выполнено моделирование теплового потока, отдаваемого охладителем. Моделирование проведено для двух вариантов организации обслуживания рассматриваемого узла. Первый вариант – очистка рабочих поверхностей охладителя от эксплуатационных загрязнений не производится. Второй вариант – при выполнении планового технического обслуживания производится мойка наружных поверхностей охладителя при помощи моечного аппарата высокого давления. Результаты моделирования представлены на рисунке 6.

Исходя из высокой трудоёмкости и низкой эффективности известных способов очистки

внутренних поверхностей охладителя при его относительно невысокой стоимости, рассмотрен вопрос о целесообразности его плановой замены.

На основе анализа результатов исследований, направленных на оценку влияния степени охлаждения наддувочного воздуха на показатели эффективности работы турбированных дизелей [16, 17] установлено, что повышение температуры воздуха, подаваемого в цилиндры двигателя на 10°C приводит к снижению его плотности в среднем на 3%, что приводит к пропорциональному снижению мощности и топливной экономичности. На рассматриваемом интервале зависимость расхода топлива от температуры наддувочного воздуха близка к линейной, что позволяет сделать допущение о линейном характере зависимости расхода топлива от толщины слоёв загрязнений, формируемых на поверхностях охладителя.

Установлено влияние толщины слоёв загрязнений на эксплуатационный расход топлива и на обусловленные им эксплуатационные затраты. При известной интенсивности формирования слоёв загрязнений представляется возможным определить зависимость измене-

ния эксплуатационного расхода топлива от наработки. Результаты выполненного расчёта, дополненные результатами технико-экономического анализа целесообразности плановой замены теплообменника, приведены в таблице.

Таблица

Технико-экономические показатели плановой замены охладителя наддувочного воздуха автомобиля КАМАЗ-4308
Источник: составлено авторами.

Table

Technical and economic indicators of the schedule replacement of KAMAZ-4308 charge air cooler
Source: compiled by the author.

Наработка охладителя наддувочного воздуха, тыс. км	0	50	100	150	200	250	300	350
Повышение расхода топлива, %	0	1,4	2,8	4,2	5,6	7	8,4	9,8
Расход топлива, л/100	40,2	40,76	41,33	41,89	42,45	43,01	43,58	44,14
Повышение затрат на топливо, руб/100км	0,0	36,02	72,04	108,06	144,08	180,10	216,12	252,13
Пробег окупаемости, тыс. км	—	80,5	40,3	26,8	20,1	16,1	13,4	11,5
Снижение эксплуатационных затрат при установленной плановой наработке охладителя до замены, руб/км	—	0,501	0,610	0,527	0,395	0,244	0,0834	0,0829

Результаты выполненного расчёта в виде графика приведены на рисунке 7.



Рисунок 7 – Зависимость экономии эксплуатационных затрат от установленной наработки охладителя наддувочного воздуха до плановой замены
Источник: составлено авторами.

Figure 7 – Dependence of the operating cost savings on operating time of the charge air cooler before scheduled replacement
Source: compiled by the author.

На основании данных, представленных в таблице и на рисунке 7, во всём рассматриваемом диапазоне наработок выявлена экономическая целесообразность плановой замены охладителя. Максимальное значение экономического эффекта, обусловленного снижением общих эксплуатационных затрат, выявлено при наработке 100 тыс. км и составляет 0,61 руб/км.

ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные результаты позволяют сделать заключение о достижении поставленной цели на основе результатов решения поставленных задач:

- Определены теоретические положения, описывающие процессы передачи тепла от внутреннего контура охладителя наддувочного воздуха окружающей среде. Усовершенствована методика расчёта теплового потока, позволяющая учесть влияние физических параметров слоёв загрязнений, формируемых на наружных и внутренних поверхностях охладителя на коэффициент термического сопротивления и величину теплового потока передаваемого окружающей среде.

- Разработана математическая модель теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха турбированного двигателя внутреннего сгорания в окружающую среду с учётом толщины и теплофизических свойств слоёв загрязнений, формируемых на наружных и внутренних поверхностях. При известных теплофизических свойствах загрязнений и известной скорости их образования модель позволяет выполнить прогнозный расчёт значений теплового потока, отводимого в окружающую среду, при заданной наработке охладителя.

- Для практической реализации разработанной математической модели по результатам серии экспериментальных исследований, выполненных с применением созданного диагностического оборудования, определены зависимости теплового потока, отводимого охладителем наддувочного воздуха турбированных автомобильных двигателей в атмосферу, от толщины слоя загрязнений и от наработки с начала эксплуатации. Установлены коэффициенты теплопроводности загрязнений, формируемых на наружных и внутренних поверхностях охладителя. Для наружных загрязнений: $\lambda_{\text{нар.з.}} = 4,79 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$; для внутренних загрязнений: $\lambda_{\text{вн.з.}} = 1,56 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

- В качестве рекомендаций по повышению эффективности эксплуатации автотранспорт-

ных средств предложено (для автомобилей семейства КамАЗ, оснащённых турбированными двигателями): выполнять мойку наружных поверхностей охладителя наддувочного воздуха с периодичностью не реже периодичности выполнения работ ТО-2; производить плановую замену охладителя наддувочного воздуха с периодичностью около 100 тыс. км пробега). Указанные мероприятия обеспечивают снижение эксплуатационных расходов в размере 0,6 руб/км.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Савостин А.Ф., Тихонов А.М., Беляева Н.И. Интенсификация теплоотдачи в щелевых каналах охлаждения // Труды ЦИАМ. 1974. № 611. С. 74–92.
2. Гриценко А.В., Кожанов В.Н., Медведев А.Н., Адигамов Н.Р., Гималтдинов И.Х. Исследование выходных характеристик турбокомпрессоров современных сельскохозяйственных машин // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2023. Т. 18, № 2(70). С. 57–65. DOI: <https://doi.org/10.12737/2073-0462-2023-57-65>
3. Румянцев В.В., Гордеев А.В., Луцко В.А. Анализ технологий повышения эффективности поршневых двигателей // Социально-экономические и технические системы: исследование, проектирование, оптимизация. 2024. № 1 (96). С. 76–82.
4. Кулаков А.Т., Карагодин В.И., Якубович И.А. Обеспечение ресурсных и технико-эксплуатационных показателей дизелей за счет восстановления турбокомпрессоров // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). 2024. № 2 (77). С. 71–81.
5. Лазарев Е.А., Салов А.Ю., Лазарев В.Е. Термодинамика системы «Газовая турбина – эжектор – охладитель наддувочного воздуха» в дизеле с наддувом // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. 2024. Т. 24, № 3. С. 5–14.
6. Ковриков И.Т., Пославский А.П., Соколов В.И. Диагностирование эксплуатационных характеристик теплообменников транспортной техники // Вестник ОГУ. 2009. № 9 (103) сентябрь. С. 134–138.
7. Лепеш Г.А., Спроге Г.А. Сравнительный анализ методов технического диагностирования при оценке технического состояния объекта // Техничко-технологические проблемы сервиса. Санкт-Петербургский государственный экономический университет (СПбГЭУ). 2016. № 2(36). С. 22–39.
8. Пославский А.П., Фадеев А.А., Михайлов А.Д. Инструментальный контроль и диагностирование технического состояния теплообменников транспортных средств // Интеллект. Инновации. Инвестиции. 2017. № 10. С. 72–76.
9. Пославский А.П., Хлуденев А.В., Фадеев А.А., Сорокин В.В., Трошина Т.В. Ресурсосберегающий метод и средства диагностирования рабо-

чих характеристик теплопередающих поверхностей транспортных и технологических машин // Вестник ОГУ. 2014. №10(171). С. 152–157.

9. Ai-Fu Chang, Kiran Pashikanti, Liu Y.A. Refinery Engineering. Integrated Process Modeling and Optimization // Chemical Engineering Science. 1983. № 38 (5). P. 745–763.

10. Awad M.M. Fouling of heat transfer surfaces // Heat Transfer. Theoretical Analysis, Experimental Investigation and Industrial Systems. Edited Belmiloudi A. 2011. No 1. P. 506–544.

11. Demin A.M., Gorchakova A.A., Naumenko A.P., Odinets A.I. Condition monitoring of heat-exchange equipment of the diesel fuel hydrotreatment processes. // AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.5122145>

12. Linnhoff B. [et al] The pinch design method for heat exchanger networks // Chemical Engineering Science. 1983. № 38 (5). P. 745–763.

13. Lemos J.C. [et al] Linear method for the design of shell and tube heat exchangers including fouling modeling // Applied Thermal Engineering. 2017. Vol. 125. P. 1345–1353.

14. Nakao A. [et al] Incorporating Fouling Modeling into Shell-and-Tube Heat Exchangers Design // Industrial & Engineering Chemistry Research. 2017. Vol. 56 (15). P. 4377–4385. 177.

15. Клименко А.Г. Контроль параметров процесса наполнения газопоршневого двигателя методом малых отклонений // Системы контроля окружающей среды. 2020. № 3 (41). С. 49–55.

16. Шабалин Д.В., Терещенко Е.С. Влияние температуры наддувочного воздуха на рабочий процесс дизельного двигателя // Вестник СибАДИ. 2012. Выпуск 2 (24). С. 91–95.

REFERENCES

1. Savostin A.F., Tikhonov A.M., Belyaeva N.I. Intensification of heat transfer in slit cooling channels. Aviation engines. 1974; No. 611: 74–92. (in Russ.)

2. Gritsenko A.V., Kozhanov V.N., Medvedev A.N., Adigamov N.R., Gimaltdinov I.Kh. Study of the output characteristics of turbocompressors of modern agricultural machinery. Vestnik of Kazan state agrarian university. Vol. 2023; 18. no 2(70): 57–65. (in Russ.) DOI: <https://doi.org/10.12737/2073-0462-2023-57-65>

3. Rumyantsev V.V., Gordeev A.V., Lushcheko V.A. Analysis of technologies for improving the efficiency of piston engines. Socio-economic and technical systems: research, design, optimization. 2024; 1 (96): 76–82. (in Russ.)

4. Kulakov A.T., Karagodin V.I., Yakubovich I.A. Ensuring resource and technical and operational performance of diesels by restoring turbochargers. Bulletin of Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI). 2024; 2 (77): 71–81. (in Russ.)

5. Lazarev E.A., Salov A. Yu., Lazarev V.E. Thermodynamics of the «Gas turbine - ejector - charge air cooler» system in a supercharged diesel engine. Bulletin of the South Ural State University. Series: Mechanical Engineering. 2024; vol. 24, No. 3: 5–14. (in Russ.)

6. Kovrikov I.T., Poslavsky A.P., Sokolov V.I. Diagnostics of operational characteristics of heat exchangers of transport equipment. Vestnik of the Orenburg State University. 2009; No. 9 (103) September: 134–138. (in Russ.)

7. Lepesh G.A., Sproge G.A. Comparative analysis of methods of technical diagnostics in assessing the technical condition of an object. // Technical and technological problems of service. 2016; 2(36): 22–39. (in Russ.)

8. Poslavsky, A.P., Fadeev A.A., Mikhailov A.D. Instrumental control and diagnostics of the technical condition of heat exchangers of vehicles. Intellect. Innovations. Investments. 2017; 10: 72–76. (in Russ.)

9. Poslavsky A.P., Khludenev A.V., Fadeev A.A., Sorokin V.V., Troshina T.V. Resource-saving method and means of diagnosing the performance characteristics of heat transfer surfaces of transport and technological machines. Vestnik of the Orenburg State University. 2014; 10(171): 152–157. (in Russ.)

10. Ai-Fu Chang, Kiran Pashikanti, Liu Y.A. Refinery Engineering. Integrated Process Modeling and Optimization. Chemical Engineering Science. 1983; 38 (5):745–763.

11. Awad M.M. Fouling of heat transfer surfaces. Heat Transfer. Theoretical Analysis, Experimental Investigation and Industrial Systems. Edited Belmiloudi A. 2011; 1: 506–544.

Demin A.M., Gorchakova A.A., Naumenko A.P., Odinets A.I. Condition monitoring of heat-exchange equipment of the diesel fuel hydrotreatment processes. AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.5122145>

12. Linnhoff B. [et al] The pinch design method for heat exchanger networks. Chemical Engineering Science. 1983; 38 (5):745–763.

13. Lemos J.C. [et al] Linear method for the design of shell and tube heat exchangers including fouling modeling. Applied Thermal Engineering. 2017; Vol. 125: 1345–1353.

14. Nakao A. [et al] Incorporating Fouling Modeling into Shell-and-Tube Heat Exchangers Design. Industrial & Engineering Chemistry Research. 2017; Vol. 56 (15): 4377–4385. 177.

15. Klimenko A.G., Control of the parameters of the filling process of a gas piston engine by the method of small deviations. «Monitoring systems of environment» (MSoE). 2020; 3 (41): 49–55. (in Russ.)

16. Shabalin D.V., Tereshchenko E.S. Influence of charge air temperature on the working process of a diesel engine. Vestnik SibADI. 2012; 2 (24): 91–95. (in Russ.)

ЗАЯВЛЕННЫЙ ВКЛАД АВТОРОВ

Дрючин Д.А. Анализ литературных источников и нормативных документов. Разработка методики расчёта параметров теплообмена при функционировании охладителей наддувочного воздуха турбированных дизелей. Проверка и корректировка статьи. Заключение.

Михайлов А.Д. Подготовка диагностического оборудования, отбор образцов теплообменных устройств. Проведение экспериментальных исследований, анализ полученных результатов. Разработка мероприятий по совершенствованию регламента технического обслуживания автомобилей. Оценка эффективности проектных решений.

COAUTHORS' CONTRIBUTION

Dryuchin D.A. Analysis of literary sources and regulatory documents. Development of a methodology for calculating heat exchange parameters during the operation of charge air coolers of turbocharged diesel engines. Checking and correction of the article. Conclusion.

Mikhailov A.D. Preparation of diagnostic equipment, sampling of heat exchange devices. Conducting experimental studies and analyzing the obtained results. Development of measures to improve the regulations for the maintenance of vehicles. Evaluation of the effectiveness of design solutions.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Дрючин Дмитрий Алексеевич – канд. техн. наук, доц., заведующий кафедрой «Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей» Оренбург-

ского государственного университета (460018, г. Оренбург, просп. Победы, д. 13).

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1311-6462>,

SPIN-код: 5075-0710,

e-mail: dmi-dryuchin@yandex.ru

Михайлов Александр Дмитриевич – соискатель учёной степени «кандидат технических наук» Оренбургского государственного университета (460018, г. Оренбург, просп. Победы, д. 13).

ORCID: <https://orcid.org/0009-0005-3855-7001>,

SPIN-код: 2082-1078,

e-mail: sergienkoorsksw@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Dryuchin Dmitry A. – Cand. of Sci. (Engineering), Associate Professor, Orenburg State University (13, Victory Avenue, Orenburg, 460018).

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1311-6462>,

SPIN-code: 5075-0710,

e-mail: dmi-dryuchin@yandex.ru

Mikhailov Alexander D. – applicant for the academic degree of "Candidate of Technical Sciences", Orenburg State University (13, Victory Avenue, Orenburg, 460018).

ORCID: <https://orcid.org/0009-0005-3855-7001>,

SPIN-code: 2082-1078,

e-mail: sergienkoorsksw@mail.ru