

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ РАДИАТОРА АВТОМОБИЛЬНОГО ВОЗДУШНОГО ОТОПИТЕЛЯ

© 2018 В.А. Родионов, Н.О. Солодова

Самарский государственный технический университет

Статья поступила в редакцию 25.06.2018

В статье приведен анализ конструкции теплообменника и радиаторов отопителя фирмы ООО «Адверс». Выявлены недостатки указанных изделий и их влияние на эксплуатационные характеристики отопителя. Отмечено, что для эффективного использования устройства необходимо, чтобы вся конструкция радиатора нагревалась теплоносителем. Приведена измененная конструкция теплообменника воздушного отопителя и конструкция спроектированного радиатора, рассмотрен порядок проведения экспериментальных исследований на опытном образце, изготовленным по модели изделий на станках с ЧПУ. Приведена последовательность расчета основных гидравлических характеристик отопителя: расход топлива, воздуха, объем уходящих газов. Приведена последовательность расчета основных тепловых характеристик отопителя: температура воздуха, корпуса, уходящих газов, тепловая мощность установки и коэффициент передачи теплоты.

Ключевые слова: эксплуатация автомобиля, обогрев кабины, система тепловой подготовки, посадка с натягом, микронеровности, теплоноситель, гидравлические и тепловые характеристики.

ВВЕДЕНИЕ

При эксплуатации автомобиля в холодное время года необходимо решение таких проблем как подготовительный прогрев двигателя автомобиля перед движением и обогрев салона при стоянке. Особенно эти проблемы актуальны в нашей стране, территория которой находится в зонах с холодным и умеренно-холодным (УХЛ) климатом. Для автомобилей, эксплуатация которых связана с длительными поездками и стоянками продолжительностью от 8 часов до нескольких суток (например, магистральные тягачи), а так же для автомобилей эксплуатируемых зимой в условиях Крайнего Севера необходим воздушный отопитель с автономным запасом топлива. Так, в районах Крайнего Севера России продолжительность зимнего периода превышает 300 дней в году, а температура воздуха опускается ниже -60°C . В районах умеренного климата отрицательные температуры воздуха наблюдаются полгода. В этих условиях, одной из основных проблем эксплуатации грузового автотранспорта является задача создания комфортных условий для работы водителя в длительных поездках. Наличие такого устройства в автомобиле позволяет водителю не только комфортно переночевать на стоянке, но и экономить значительное количество топлива. Производством воздушных отопителей занимаются как зарубежные фирмы, так и отечественные,

Родионов Владимир Анатольевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология машиностроения». E-mail: v.rodionov163@bk.ru

*Солодова Наталья Олеговна, студент.
E-mail: sol.na96@mail.ru*

например, ООО «Адверс». Отопитель воздушный фирмы ООО «Адверс» предназначен для автоматического регулирования нагрева воздуха в кабине автомобиля. Важным элементом отопителя является теплообменник, с помощью которого осуществляется передача теплоты от горячих газов, полученных от сжигания топлива в камере сгорания, к радиатору отопителя. Воздух, проходя через ребра радиатора, нагревается и поступает в салон автомобиля.

Конструкторские, технологические и сборочные процессы играют значительную роль в формировании себестоимости продукции. В связи с этим огромное значение имеет качественная разработка конструкторской и технологической документации, степень ее проработки и оптимизации. А изменение конструкции только одного узла изделия сложная вдвойне как конструкторская, так и технологическая задача. В данной работе проведен анализ конструкции радиатора и теплообменника воздушного отопителя с целью улучшения его эксплуатационных характеристик.

ОБЪЕКТЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Проанализировав конструкцию теплообменника, с радиаторами, представленную на рис. 1 необходимо отметить следующее. Сгорание топлива происходит в жаровой трубе, которая размещается в теплообменнике. Разогретые газы из жаровой трубы перемещаются вдоль ребер теплообменника в выхлопную трубу, передавая тепло стенкам теплообменника.

На цилиндрической стенке теплообменника крепятся радиаторы, которые состоят из шести

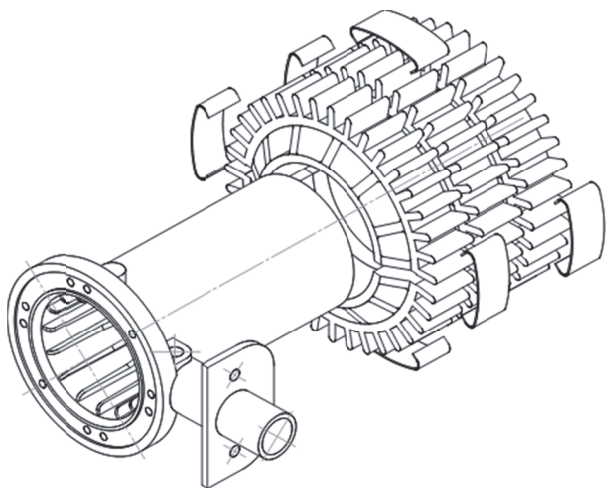


Рис. 1. Теплообменник отопителя с радиаторами

половин и соединены между собой специальными пластинчатыми пружинами. Процесс монтажа частей радиатора на теплообменнике с помощью разжимных пассатижей представлен на рис.2. Сопряжение радиатора и теплообменника происходит по цилиндрической поверхности, что не может обеспечить плотный контакт необходимый для качественной передачи тепла от теплообменника к радиаторам, которые в свою очередь предназначены для передачи тепла воздуху, поступающему в салон автомобиля. Необходимо отметить, что для повышения площади контакта между указанными поверхностями нужно снизить их шероховатость, а это приведет неизбежно к удорожанию изделия.

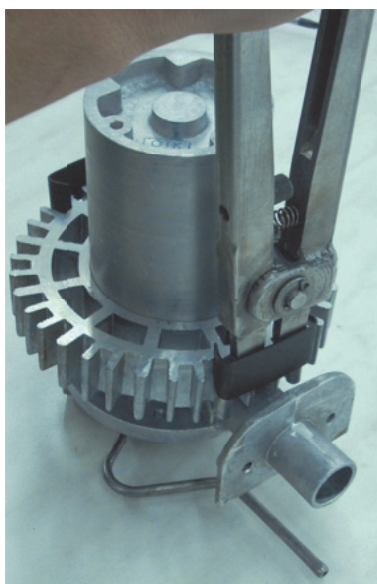


Рис. 2. Установка радиаторов на теплообменник.

Как правило, радиатор представляет собой следующую конструкцию. Существует магистраль, по которой движется теплоноситель. На магистрали имеются ребра, которые омывает поток (воздуха или жидкости). В данном случае

передача тепла от теплоносителя к ребрам радиатора расположенным на периферии происходит только за счет теплопроводности материала радиатора. Указанный недостаток встречается так же в конструкциях воздушных отопителей зарубежных фирм, только теплообменник и радиаторы выполнены в виде одной детали, что не меняет процесса передачи тепла от теплоносителя к воздуху. На основе анализа конструкции теплообменника и радиаторов была разработана 3D модель указанных выше изделий (рис.3.), причем, чтобы не менять остальные детали отопителя и технологию их изготовления, теплообменник был только модернизирован, а габаритные размеры радиаторов были сохранены.

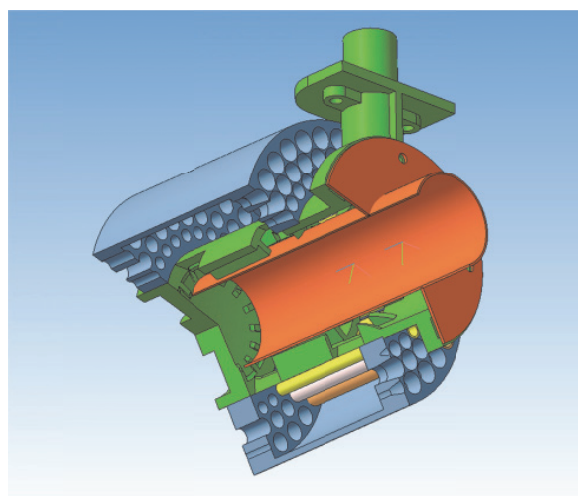


Рис. 3. Модель измененного теплообменника с радиатором

Для указанной конструкции теплообменника с радиатором были произведены гидравлические и тепловые расчеты.

Цель гидравлического расчета – определить расход нагреваемого воздуха через систему каналов (отверстий) теплообменника при заданном перепаде давлений воздуха до теплообменника и после него. Измерение давления на входе в теплообменник выполнялось с помощью пьезометра. Было принято, что на выходе теплообменника давление является атмосферным.

Расход воздуха через канал круглого сечения определялся по формуле

$$V = wf = w \frac{\pi d^2}{4}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1)$$

где w – скорость воздуха, м/с; f – площадь поперечного сечения канала, м²; d – диаметр канала, м.

Потери напора (в Па) при течении в канале круглого сечения определялось по известному соотношению Дарси-Вейсбаха

$$\Delta p = \lambda \frac{l_{\text{уп}}}{d} \frac{w^2 \rho}{2}, \quad (2)$$

где λ – коэффициент трения; $l_{\text{уп}} = l + l_{\text{экв}} = l + \frac{\sum \zeta d}{\lambda}$

– приведенная длина канала, учитывающая наличие местных сопротивлений (в данном случае – вход в канал и выход из него); ρ – плотность воздуха (средняя по длине), кг/м³; $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Из последних двух соотношений следует, что связь между расходом воздуха и потерями напора (перепадом давлений) воздуха на входе в канал и на выходе из него) имеет вид

$$V = \sqrt{\Delta p \frac{\pi^2 d^5}{8 \lambda_{\text{пр}} \rho}}, \quad (3)$$

где $\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$; $p_{\text{вх}}$ – давление на входе в теплообменник (измеряется пьезометром); $p_{\text{вых}}$ – давление на выходе из теплообменника (атмосферное давление). Коэффициент трения в предположении, что течение в канале – турбулентное ($Re \geq 2300$), может быть найден по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}, \quad (4)$$

где Δ – абсолютная шероховатость стенок, d – диаметр канала, м.

После вычисления расхода воздуха можно выполнить тепловой расчет. Для определения количества теплоты, передаваемой от корпуса теплообменника к нагреваемому воздуху, необходимо определить значения коэффициентов теплоотдачи на границе стенка теплообменника – воздух. Средний коэффициент теплоотдачи по длине канала трубки, по которой движется воздух, при турбулентном течении определялся по следующему уравнению

$$\overline{Nu} = 0,022 Re^{0,8} Pr^{0,43}, \quad (5)$$

где $Re = \frac{vd}{\nu}$ – число Рейнольдса; ν – скорость течения воздуха в канале; d – внутренний диаметр трубки или канала; ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха; $Pr = \nu / a$ – число Прандтля; a – коэффициент теплопроводности воздуха; $Nu = \frac{\alpha_{\text{cp}} d}{\lambda_{\text{в}}}$ – число

Нуссельта; α_{cp} – коэффициент теплоотдачи; $\lambda_{\text{в}}$ – коэффициент теплопроводности воздуха.

Выражая коэффициент теплоотдачи из формулы (5), находим

$$\alpha_{\text{cp}} = \frac{Nu \lambda_{\text{в}}}{d}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (6)$$

Средний коэффициент теплоотдачи определяется для всех трубок или каналов с различным диаметром. Затем находится средний коэффициент теплоотдачи по всем трубкам

$$\overline{\alpha}_{\text{cp}} = \frac{\alpha_{\text{cp}1} + \alpha_{\text{cp}2} + \dots + \alpha_{\text{cp}n}}{n}. \quad (7)$$

Величина теплового потока (тепловая мощ-

ность установки) от корпуса теплообменника к воздуху находится по формуле

$$Q = \overline{\alpha}_{\text{cp}} F \Delta t, \text{ Вт},$$

где F – площадь поверхности теплообмена со стороны воздуха; $\Delta t = t_{\text{ст}} - t_{\text{в}}$ – средний температурный напор; $t_{\text{ст}}$ – средняя температура стенки; $t_{\text{в}}$ – средняя температура воздуха.

Тогда полезно используемое на нагрев воздуха количество теплоты можно определить по выражению

$$Q_{\text{в}} = c_{\text{в}} G_{\text{в}} (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}), \text{ кДж/час}, \quad (8)$$

где $c_{\text{в}}$ – теплоемкость воздуха ($c_{\text{в}} \approx 1,0$ кДж/(кг·К)); $G_{\text{в}}$ – массовый расход воздуха, кг/час; $t_{\text{вых}}$ – температура воздуха на выходе теплообменника, °С; $t_{\text{вх}}$ – температура воздуха на входе в теплообменник, °С.

Расход воздуха определялся по формуле

$$G_{\text{в}} = V_{\text{в}} \rho_{\text{в}}, \text{ кг/час}, \quad (9)$$

где $V_{\text{в}}$ – объемный расход воздуха, м³/час; $\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха, кг/м³.

Объемный расход воздуха определялся по его параметрам на выходе из теплообменника по выражению

$$V_{\text{в}} = v \omega \cdot 3600, \text{ м}^3/\text{час}, \quad (10)$$

где v – скорость воздуха, м/с; ω – площадь сечения выходного воздушного патрубка, м².

Плотность воздуха определялась по формуле

$$\rho_{\text{в}} = p_{\text{в}} / (RT), \text{ кг/м}^3, \quad (11)$$

где $p_{\text{в}}$ – давление воздуха ($p_{\text{в}} \approx 100000$ Па); R – газовая постоянная воздуха ($R = 287$ Дж/(кг·К)); $T = 273 + t_{\text{вых}}$ – абсолютная температура воздуха на выходе из теплообменника, К.

Полезная мощность нагревателя была определена как

$$N_{\text{п}} = Q_{\text{в}} / 3600, \text{ кВт}. \quad (12)$$

Величина полезной мощности, найденная по формуле (12), для контроля точности расчетов была сравнена с величиной полезной тепловой мощности, найденной по формуле (8).

Объемный расход топлива определялся по соотношению

$$V_{\text{т}} = \frac{\delta_{\text{т}} n}{\Delta \tau} 3600, \text{ мл/час}, \quad (13)$$

где $\delta_{\text{т}}$ – подача топливного насоса за один ход, мл; n – число ходов насоса за время измерений; $\Delta \tau$ – временной интервал измерений, с.

При средней плотности дизельного топлива, используемого в отопителе, $\rho_{\text{т}} = 0,825$ кг/м³, его массовый расход вычислялся по формуле

$$G_{\text{т}} = V_{\text{т}} \rho_{\text{т}} \cdot 10^{-3}, \text{ кг/час}, \quad (14)$$

Количество теплоты, выделенное при сгорании топлива, определялось по выражению

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{н}}^{\text{п}} G_{\text{т}}, \text{ кДж/час}, \quad (15)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{п}}$ – теплота сгорания топлива ($Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 42700$ кДж/кг).

Затраченная мощность подогревателя определялась по формуле

$$N_3 = Q_t / 3600, \text{ кВт.} \quad (16)$$

Вычислив полезную и затраченную мощность, был определен коэффициент передачи теплоты или коэффициент полезного действия установки. Произведенные расчеты показали, что увеличение площади поверхности значительное, по сравнению с базовым вариантом радиатора теплообменника.

Для проведения тепловых испытаний в радиатор теплообменника были вмонтированы термопары, а затем был собран воздушный отопитель полностью (рис. 4.) и проведены испытания. В процессе проведения экспериментальных исследований определялись следующие параметры: расход топлива, расход воздуха, температуры воздуха на входе и выходе отопителя, температуру уходящих газов, температуру корпуса теплообменника. Расход топлива измерялся числом ходов плунжерного топливного насоса. Расход воздуха определялся по скорости воздуха на выходе из отопителя с учетом площади выходного сечения.

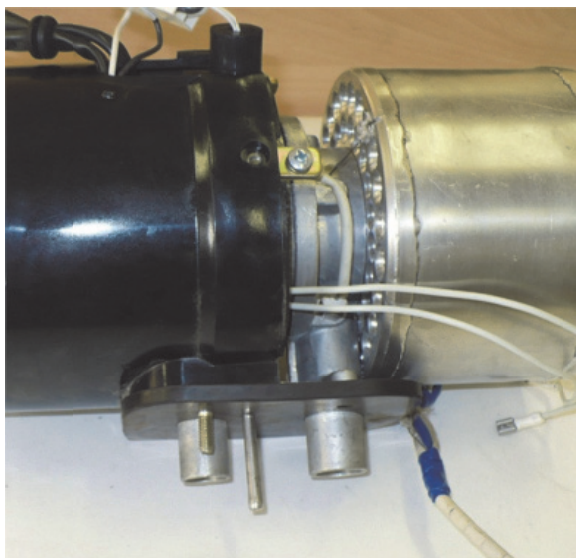


Рис. 4. Отопитель в сборе с новым радиатором и термопарами

Температура воздуха на входе и выходе отопителя и температура уходящих газов измерялась ртутным термометром. Температура корпуса теплообменника измерялась с помощью термопар, соединенных с электронным потенциометром. При этом использовались четыре термопары – две на входе в теплообменник и две на выходе. Как показали испытания, приведенная конструкция радиатора отопителя и теплообменника позволила значительно улучшить тепловые характеристики воздушного отопителя. Коэффициент передачи теплоты, определенный экспериментально равен 0,7 и имеет незначительное расхождение с расчетными параметрами.

ВЫВОДЫ

От конструкции теплообменника зависит коэффициент передачи теплоты, равный отношению количества теплоты, переданной в помещение, ко всему количеству теплоты, полученной от сжигания топлива. Коэффициент передачи теплоты при заданных расходах топлива и воздуха зависит от площадей поверхностей со стороны газа и воздуха. Для его определения необходимо знать расходы и скорости течения дымовых газов и воздуха. По скоростям течения сред определяются коэффициенты теплоотдачи.

Для эффективного использования теплоты сжигаемого топлива необходимо чтобы теплоноситель контактировал с ребрами радиатора по всей протяженности, использовать теплопроводность материала радиатора недостаточно.

Электронная 3D модель позволяет интегрировать разработанную деталь в изделие, при этом остальные элементы изделия не меняют свою форму, что позволяет исключить затраты на разработку их конструкции и технологии изготовления.

Электронная 3D модель позволяет изготовить опытный образец детали на станке с ЧПУ, тем самым сокращает время технологической подготовки, что является актуальным при производстве опытных образцов и модернизации изделий.

Гидравлические и тепловые расчеты позволили исключить из производства в металле неэффективную конструкцию опытного образца радиатора воздушного автомобильного отопителя.

Экспериментальные гидравлические и тепловые исследования позволили подтвердить первоначальные теоретические расчеты.

Необходимо совершенствовать конструкцию теплообменника и радиатора с целью повышения технологичности изготовления, и как следствие сокращение производственных затрат.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кудинов В.А., Карташов Э.М. Техническая термодинамика. Учеб. пособие для вузов. 5-е издание. М.: Высшая школа, 2007. 261 с.
2. Кудинов В.А., Карташов Э.М. Гидравлика. Учеб. пособие для вузов. 3-е издание. М.: Высшая школа, 2008. 200 с.
3. Конструкция, сборка и исследование автомобильных отопителей и подогревателей лабор. практ. / Сост. Н.В. Носов, В.А. Кудинов, В.А. Родионов, А.Г. Ковшов, В.Ф. Пеньков. Самара, Самар. гос. техн. ун-т. 2011. С. 73.
4. Родионов В.А., Родионова О.В., Ахметов Е.Ю. Разра-

ботка конструкции теплообменника воздушного
отопителя // Материалы всероссийской научно-

технической конференции «Высокие технологии в
машиностроении». Самара. 2013 С. 55-58

OPTIMIZATION DESIGN OF THE RADIATOR CAR AIR HEATER

© 2018 V.A. Rodionov, N.O. Solodova

Samara State Technical University

The article presents the analysis of the design of the heat exchanger and radiator heater of the company "Advers". The disadvantages of these products and their impact on the performance of the heater are revealed. It is noted that for effective use of the device it is necessary that the entire design of the radiator is heated by the coolant. The modified design of the air heater heat exchanger and the design of the designed radiator are presented, the order of experimental studies on a prototype manufactured according to the model of products on CNC machines is considered. The sequence of calculation of the main hydraulic characteristics of the heater is given: fuel consumption, air, volume of exhaust gases. The sequence of calculation of the main thermal characteristics of the heater is given: air temperature, housing, exhaust gases, thermal power of the installation and the heat transfer coefficient.

Keywords: vehicle operation, heater, system for thermal preparation, interference fit, surface roughness, heat transfer, hydraulic and thermal characteristics.