

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ СИЛОВЫХ АГРЕГАТОВ С ПОВЕРХНОСТЯМИ ТЕПЛООБМЕНА

Существует класс рабочих поверхностей, не связанных с восприятием механических нагрузок, но изменяющих свое состояние от исходного до состояния, когда параметры теплового процесса, например двигателя внутреннего сгорания (ДВС), выходят за пределы, допустимые нормативно-технической документацией. К таким поверхностям относятся внутренние и наружные поверхности гильз цилиндров (ГЦ), радиатора охлаждения, и др. При высокой интенсивности выделения теплоты в рабочем цикле ДВС без адекватной интенсификации теплоотвода, основные теплонапряженные детали не смогут обеспечить надежную работу из-за перегрева. Нарушение работоспособности теплопередающих поверхностей в эксплуатационном цикле относится к классу постепенных отказов, граничные условия которых трудно установить, вследствие сложности определения закономерности роста термического сопротивления, создаваемого различными отложениями.

Предложен экспериментальный метод определения общего термического сопротивления элементов теплопередающей системы в любом состоянии на протяжении эксплуатационного цикла. Предлагаемый метод реализуется на стенде, который позволяет моделировать тепловую нагрузку на поверхность в соответствии с параметрами реального (в большинстве случаев) рабочего процесса. Определение теплового потока, проходящего через теплопередающую поверхность при назначенных условиях эксперимента, осуществляется в стационарном режиме теплопередачи. Использование электрического нагрева при моделировании позволяет с высокой точностью регистрировать изменение тепловой нагрузки в зависимости от величины термического сопротивления на исследуемой теплопередающей поверхности в исходном и текущем состоянии. Величина дополнительного термического сопротивления, создаваемого различными загрязнениями, может служить надежным критерием степени загрязненности поверхностей.

Использование предложенного метода позволяет объективно оценивать состояние поверхностей, устанавливать закономерности изменения и прогнозировать сроки проведения обслуживания. Это будет способствовать снижению непроизводительных расходов ресурсов при выполнении профилактических мероприятий по очистке теплопередающих поверхностей.

Ключевые слова: термическое сопротивление, тепловой баланс, гильза цилиндра, теплообмен.

Развитие современного автомобилестроения связано с необходимостью улучшения экономических и экологических показателей, которые достигаются за счет совершенствования конструкции и процессов эксплуатации транспортных средств. Форсирование ДВС повышает индикаторный коэффициент полезного действия (КПД) рабочего цикла, но одновременно увеличивает тепловую напряженность деталей и способствует увеличению концентрации оксидов азота в выхлопных газах. Также снижаются показатели надежности ДВС в эксплуатации из-за высокой чувствительности к неблагоприятным факторам, нарушающим тепловой баланс ДВС, в том числе вследствие загрязнения рабочих поверхностей теплообмена различными отложениями. К таким поверхностям необходимо отнести поверхности, соприкасающиеся с теплоносителями в тепломассообменном процессе получения механической работы из теплоты сгораемого топлива. Для ДВС и его функциональных систем к таким поверхностям необходимо отнести, прежде всего, внутренние

и наружные поверхности гильз цилиндров (ГЦ), радиатора жидкостного охлаждения, масляного радиатора, отопителя, охладителя наддувочного воздуха, конденсатора и испарителя системы кондиционирования и др. Строго говоря, теплопередающими являются все внутренние и наружные поверхности ДВС, интенсивность теплоотдачи которых зависит от температурного перепада. Причем, значительное количество теплоты может быть передано излучением при отсутствии физического контакта с теплоносителями.

Тепловая нагрузка на детали ДВС в рабочем процессе изменяется в широких пределах в зависимости от эксплуатационной нагрузки и режима работы ДВС. Выделение энергии химической реакции топлива с кислородом воздуха в виде теплоты меняет температуру локальных участков конструктивных элементов околпоршневого пространства камеры сгорания. Физическая картина температурного поля формируется в зависимости от количества сгораемого топлива, количества рабочих циклов

при соответствующей нагрузке, баланса полезных тепловыделений, превращающих тепловую энергию в механическую работу и тепловыделений в окружающую среду с отходящими газами и через металлические конструктивные элементы, охлаждаемые жидкостью с наружной стороны стенки гильзы цилиндра ГЦ.

При высокой интенсивности выделения теплоты в рабочем цикле ДВС без адекватной интенсификации теплоотвода, основные теплонапряженные детали не смогут обеспечить надежную работу из-за перегрева. Снижение локальной теплоотдачи, например, на границе «ГЦ – охлаждающая жидкость» приводит к увеличению температуры на поверхности других ответственных деталей: поршня, головки цилиндра, клапанов, форсунок и пр.

Тепловой режим ДВС существенным образом влияет на эффективность сгорания топлива и, соответственно КПД процесса превращения тепловой энергии в механическую. Из всего количества располагаемого тепла топлива, вводимого в двигатель для сгорания, часть переходит в полезную работу, а остальная расходуется на тепловые и механические потери. Соотношение полезной работы и потерь энергии топлива варьируется в достаточно широких пределах. Исходя из закона сохранения энергии, это соотношение теоретически определяется при установлении квазистатического равновесия в рабочем процессе ДВС. Уравнение равновесия описывается, так называемым, тепловым балансом ДВС. Тепловой баланс составляют по данным испытания ДВС на установившемся тепловом режиме. Уравнение удельного, т. е. отнесенного к единице эффективной работы в джоулях (или в процентах), теплового баланса имеет вид:

$$q = q_e + q_z + q_a + q_m + q_n + q_l, \quad (1)$$

где q – расчетное количество тепла, затрачиваемое для получения 1 Дж работы;

q_e – тепло, преобразованное в эффективную работу;

q_z, q_m – тепло, унесенное охлаждающей водой и маслом;

q_n – тепло, эквивалентное работе, затрачиваемой на преодоление сил трения и на привод механизмов;

q_n и q_l – потери тепла от неполноты сгорания топлива и в окружающую среду путем лучеиспускания.

Тепло, преобразованное в эффективную работу, может быть определено по формуле

$$q_e = b_e \cdot Q_n, \quad (2)$$

где Q_n – низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг.топл.;

b_e – коэффициент эффективности сгорания топлива.

Тепло, отводимое отработавшими газами Q_n , может быть определено по приближенной формуле

$$q_z = 1,17b_e \left(\frac{0,596C}{CO_2} + 0,052H \right) \cdot (T_r - T_0), \quad (3)$$

где C и H – содержание углерода и водорода в 1 кг топлива;

CO_2 – процентное содержание по объему углекислоты в отработавших газах;

T_r и T_0 – температуры отработавших газов и свежего заряда, поступающего в цилиндр, К.

Теплота, унесенная в окружающую среду водой и маслом, может быть определена по следующим формулам:

$$q_a = \frac{G_a \cdot c_a \cdot (t_{ay} - t_{ag})}{N_e} \quad (4)$$

$$q_m = \frac{G_m \cdot c_m \cdot (t_{my} - t_{mg})}{N_e}, \quad (5)$$

где G_a, G_m – расход охлаждающей воды и масла, кг/с;

t_{ay}, t_{my} – температуры уходящих воды и масла, °С;

t_{av}, t_{mv} – температуры входящих воды и масла, °С;

c_a, c_m – средние массовые теплоемкости воды и масла;

N_e – эффективная мощность двигателя, Вт.

Тепло, эквивалентное работе, затрачиваемой на преодоление сил трения и на привод механизмов

$$q_n = \frac{N_i - N_e}{N_e} \quad (6)$$

Большая часть тепла передается охлаждающей воде и маслу, охлаждающему поршень. Тепло, образующееся в подшипниках, передается циркуляционному маслу. Часть этой составляющей тепла путем лучеиспускания передается в окружающую среду.

Последние три слагаемых теплового баланса формулы (1) q_r, q_n, q_l точному расчету не

поддаются, их сумму обозначают $q_{\text{ост}}=q_{\tau}+q_{\text{н}}+q_{\text{л}}$ и называют неувязкой баланса. Формула (1) принимает вид

$$q=q_e+q_e+q_e+q_m+q_{\text{ост}}. \quad (7)$$

По опытным данным: $q_e=(0,31-0,42)q$; $q_e=(0,25-0,45)q$; $q_e+q_m=(0,10-0,30)q$; $q_{\text{ост}}=(0,01-0,09)q$. Из приведенных значений следует, что наибольшее количество тепла уносится охлаждающей водой и отходящими газами.

Повышение эффективности использования теплоты сжигаемого топлива в рабочем процессе ДВС мобильных машин достигается различными методами. Для снижения потерь теплоты, отводимой водой и маслом, устанавливаются устройства, ограничивающие или регулирующие тепловой поток в окружающую среду, например, жалюзийные шторы и термостаты.

Важную роль в формировании теплового потока, рассеиваемого в окружающую среду, выполняет ГЦ. В процессе эксплуатации состояние как внутренней, так и наружной стенки существенно изменяется. Это приводит к изменению общего термического сопротивления и, соответственно, условий протекания рабочего процесса.

Эксплуатационные отложения на внешней поверхности ГЦ формируются из различных соединений органического и неорганического происхождения, отличающихся на один-два порядка по коэффициенту теплопроводности λ по сравнению с металлами. Например, для накипи коэффициент теплопроводности λ колеблется в пределах (1,32–3,4) Вт/(м·°С), что существенно ниже, чем для чугуна, как основного конструкционного материала гильзы – 63,0 Вт/(м·°С) [1], [4]. Кроме накипи в отложениях присутствуют продукты коррозии, компоненты добавок к охлаждающим жидкостям и др., также снижающие теплоотдачу по сравнению с исходным его значением для новой, механически чистой поверхности ГЦ. Природа загрязнителей сложна, а закономерность ее формирования труднопрогнозируема из-за многообразия возможных условий эксплуатации.

При рассмотрении рабочего процесса теплообмена на загрязненной поверхности ГЦ исходят из того, что к снижению коэффициента теплоотдачи α приводят следующие причины [1], [5]:

1) отложение слоя загрязнения, имеющего высокое термическое сопротивление;

2) снижение скорости и характера движения охлаждающей жидкости относительно рабочей поверхности гильзы вследствие изменения гидравлического сопротивления прилегающего слоя в виде местных (локальных) отложений загрязнителя.

3) снижение скорости циркуляции охлаждающей жидкости вследствие засорения и возросшего гидравлического сопротивления в радиаторе, как взаимозависимого элемента системы охлаждения

Перечисленные причины чаще всего проявляются в совокупности, обуславливая интегральный отрицательный эффект. Локальное значение термического сопротивления слоя загрязнений R_{τ} может быть определено при условии нахождения первоначального и через заданный промежуток времени τ коэффициентов теплоотдачи [3]:

$$R_{\tau}=1/\alpha_{\tau}-1/\alpha_0, \quad (8)$$

где α_{τ} и α_0 – коэффициенты теплоотдачи соответственно чистой и загрязненной поверхностей охлаждения.

Значение термического сопротивления после наработки в течение времени τ может быть также найдено [1]:

$$R_{\tau}=R_{\text{max}} \cdot (1-e^{-B\tau}), \quad (9)$$

где R_{max} – максимальное термическое сопротивление, к которому со временем стремятся асимптотически приблизиться кривые загрязнения (при максимально возможной толщине отложения);

B – константа, определяемая экспериментально.

Аналитическим методом, ввиду неопределенности состава и геометрии расположения отложений на ГЦ, коэффициенты B , α_{τ} и α_0 точно не определяются, а сложность и трудоемкость их экспериментального определения очевидна. Тем не менее, установление закономерности изменения термического сопротивления R_{τ} является необходимым для определения предельного состояния работоспособности теплопередающей поверхности гильзы и назначения соответствующих профилактических мер по очистке.

Вследствие невозможности открытого доступа без разборки ДВС к загрязненным поверхностям ГЦ контроль результативности очистки

химическими и физико-химическими методами может быть осуществлен по косвенным показателям только в процессе эксплуатации. Очистка загрязнений теплопередающих поверхностей производится преимущественно кислотными или щелочными составами, а дозировка химических реагентов осуществляется без учета реальной их потребности. Неограниченное использование этих реагентов имеет неблагоприятные экологические последствия.

Очистка системы охлаждения требует дифференцированного подхода в выборе метода очистки по причине возможного негативного воздействия активных компонентов на материалы элементов этой системы, в том числе: радиатор, соединительные и герметизирующие детали. Причем, возможны процессы переноса отделившихся крупных частиц отложений в зону входных каналов охлаждающих трубок радиатора и их закупорку.

Возможным неблагоприятным фактором является воздействие агрессивных компонентов моюще-очищающих растворов на коррозионную стойкость конструкционных материалов, последствия применения которых устраняются пассивирующими растворами, также являющихся химически активными. Подавления коррозионного действия этих компонентов требует значительных расходов воды на промывку и ополаскивание.

В эксплуатации это общее термическое сопротивление стенки ГЦ теплопередаче $R_{общ}$ будет увеличиваться по отношению к исходному состоянию ГЦ на величину термических сопротивлений от эксплуатационных загрязнений на наружной и внутренней поверхности (накипь, продукты коррозии, сажа и др. отложения). Это приведет к изменению температурного поля в направлении увеличения температуры t_u локальных участков стенки ГЦ, изображенного на рисунке 1.

Для ГЦ с эксплуатационными загрязнениями общее термическое сопротивление $R_{общ}$ может быть найдено из выражения:

$$R_{общ} = \sum_{i=1}^n R_i, \quad (10)$$

где R_i – частное термическое сопротивление материала стенки и слоев эксплуатационных загрязнений.

Рабочий процесс теплообмена через стенку гильзы математически может быть описан в соответствие с законом Ньютона-Рихмана

$$Q = kF(t_1 - t_2) = \frac{1}{R_{общ}} F(t_1 - t_2), \quad (11)$$

где Q – тепловой поток, Вт;

F – площадь теплообмена, м²;

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

t_1, t_2 – усредненные температуры на внутренней и наружной стенке ГЦ, °С.

Очевидно, количество передаваемой теплоты при неизменной поверхности охлаждения в известном интервале значений температурного напора будет в основном зависеть от значения общего термического сопротивления $R_{общ}$, м²·С/Вт. При рассмотрении рабочего процесса в условиях послеремонтного изменения общего термического сопротивления $R_{общ}$ следует исходить из того, что уменьшение теплового потока в период эксплуатации не должно повышать температуру телонапряженных деталей от высокотемпературного воздействия со стороны рабочего тела и приводить к интенсивному отводу теплоты в виде выбросов, снижающих КПД ДВС.

На основании свойств аддитивности составляющих членов формулы (10) можно утверждать, что интервал работоспособного состояния для гильзы с эксплуатационными загрязнениями будет зависеть от значения приращения величины термического сопротивления $R_{общ}$, теоретическое определение которого не представляется возможным, ввиду неизвестности численных значений коэффициентов α_τ и α_ρ .

Существуют альтернативные аналитические методы решения задач рабочего процесса теплообменных процессов на поверхностях ГЦ ДВС,

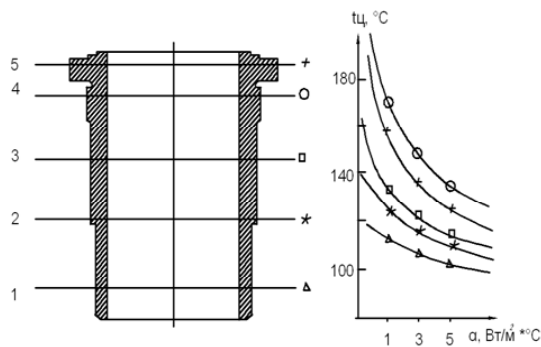


Рисунок 1. Поле температур и коэффициент теплоотдачи новой ГЦ

например, при помощи критериальных, эмпирических и полуэмпирических уравнений при введении тех или иных упрощающих допущений [1], [5]. Расчетные формулы теплопередачи в значительной степени сложны и, весьма, приближенны. Их применение, как правило, распространяется на процессы теплопередачи в конкретных конструкциях простой формы, в условиях устойчивости гидравлического режима течения теплоносителей. Учитывая, что в процессе эксплуатации рабочий процесс теплообмена меняет свой характер из-за накопления различного рода загрязнений и дефектов, то найденные для расчета по формуле (10) коэффициенты α_z , α_0 будут носить прогностический характер.

Наряду с расчетно-аналитическими методами, для более точного определения тепловых характеристик, применяют экспериментальные методы, основанные на калориметрических измерениях теплофизических параметров в условиях стационарной теплопередачи. Известна методика [6] оценки теплопроводности гильзы цилиндра, восстановленной ремонтной вставкой. Авторы исследовали скорости изменения температуры от средней разности температур на поверхности ГЦ. Целью методики являлась оценка теплопроводности восстановленной ГЦ. Однако данная методика не дает ответа на вопросы о возможности обеспечения теплопередачи при максимальной плотности теплового потока, отвечающей условиям реализации эффективного КПД ДВС, и как будет изменяться теплопередача в эксплуатации при наращивании на наружных стенках слоя загрязнений.

Для решения задач с неизвестными теплофизическими параметрами теплопередачи предлагается экспериментальный метод определения общего термического сопротивления ГЦ в различных ее состояниях. Разработка и развитие метода стала возможной благодаря многолетнему коллективному опыту проведения научно-исследовательских работ на основе имеющейся базы авторских изобретательских и конструкторско-технологических решений [7]–[15].

Предлагаемый метод реализуется на установке, представленной схематично на рисунке 2, в составе которой используется аппаратно-программный, измерительно-вычислительный комплекс (ИВК).

ИВК функционально связан с генератором теплового потока, в качестве которого служит электродный парогенератор, соединенный с испытуемой ГЦ напорным и обратным трубопроводом в рабочем процессе тепломассопереноса. Использование электрического нагрева позволяет регистрировать изменение тепловой нагрузки в зависимости от общего термического сопротивления на исследуемой поверхности гильзы при неизменных параметрах и условиях эксперимента. Коэффициент теплопередачи в формуле (11) зависит от состояния поверхности теплообмена, в частности от величины термического сопротивления, создаваемого различными загрязнениями, и поэтому может служить критерием степени загрязненности поверхностей.

Тепловой поток Q в стационарном режиме при постоянном значении напряжения U , подаваемого на электродный парогенератор, пропорционален потребляемому электрическому току I и будет соответствовать электрической мощности P парогенератора

$$Q=P=UI. \quad (12)$$

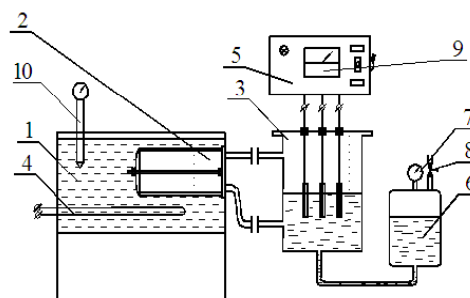
Для поверхности гильзы F , и заданном температурном перепаде $\Delta t = t_1 - t_2$

$$k=I. \quad (13)$$

Если принять условно значение коэффициента теплопередачи эталонной поверхности $k_0=1$, которому соответствует измеренное значение теплового потока Q_0 , или, соответственно, электрического тока I_0 при постоянном напряжении, то из соотношения

$$k_\tau/k = I_\tau \cdot U / I_0 \cdot U = P_\tau / P_0, \quad (14)$$

где k_τ – коэффициент теплопередачи после работы τ с учетом эксплуатационных загрязнений.



1 – испытательная ванна, 2 – испытуемая гильза, 3 – электродный котел, 4 – нагреватель, 5 – пульт управления, 6 – демпферная емкость, 7 – манометр, 8 – вентиль, 9 – ваттметр, 10 – термодатчик

Рисунок 2. Схема установки для определения общего термического сопротивления

Учитывая, что

$$k_0 = \frac{1}{R_{\text{общ}}}, \quad (15)$$

получаем:

$$R_{\text{общ}\tau} = R_{\text{общ}} \frac{P_0}{P_\tau}. \quad (16)$$

Определение термического сопротивления ГЦ в состоянии поставки, или с эксплуатационными загрязнениями осуществляют следующим образом. Исследуемая гильза 2, закрепляется и уплотняется с помощью фланца и уплотняющих элементов в испытательной ванне 1. Испытательная ванна заполняется водой, которая нагревается нагревателем 4. Измерительный парогенератор электродного типа 3, соединенный с гильзой напорным и обратным трубопроводами и образующий замкнутую систему, заполняется технической водой. После полного вытеснения воздуха из замкнутого контура водой, включают нагреватель 4. О достижении заданного температурного напора между внутренней и наружной поверхности гильзы судят по термодатчику 10 и давлению насыщенного пара в замкнутом контуре (используя зависимость температуры от давления насыщенного пара). С пульта управления 5 на электроды парогенератора подают переменное напряжение 380 В. Происходит нагрев воды и её парообразование. Избыток объема расширяющейся воды при нагреве и парообразовании вытесняется в демпферную емкость 6. При достижении стационарного режима устанавливается баланс тепломассообменного процесса парового объема внутри гильзы 2 и объемом воды в ванне 1. По установившемуся значению потребляемой электрической мощности, при соответствующем температурном перепаде, производится регистрация и отсчет показаний ваттметра 9.

Для определения теплового потока P_i , проходящего через поверхность гильзы, необходимо вычесть значение электрической мощности при отсутствии тепловой нагрузки устройства P_p , измеренной при назначенных условиях эксперимента, потребляемого в стационарном режиме при отсутствии гильзы (в этом случае контур замыкается фланцем-заглушкой) от значения мощности P_τ , генерируемой измерительным парогенератором. В этом случае

$$P_i = P_\tau - P_p. \quad (17)$$

Полученная разность значений электрической мощности и будет соответствовать значению теплового потока проходящего через поверхность испытуемой гильзы.

Используя формулы (11–17), можно определять величину общего термического сопротивления гильзы $R_{\text{общ}\tau}$. Для определения термического сопротивления металлически чистой гильзы $R_{\text{общ}0}$ как эталонной, необходимо провести процедуру, описанную выше, после чего появляется возможность сравнения исследуемого параметра для различных вариантов состояния гильзы.

Апробация метода на вышеописанной установке производилась на комплектах гильз цилиндров двигателя КАМАЗ-740, поступивших в капитальный ремонт. Гильзы с эксплуатационными загрязнениями, поштучно устанавливались на установку. Температурный перепад между внутренней и наружной поверхностью составлял $60 \pm 1^\circ\text{C}$. В состоянии теплового баланса, среднее значение теплового потока $\bar{Q}_{\text{общ}}^3$ для загрязненных гильз составило 1,05 кВт, что видно из термограмм, представленных на рисунке 3.

После проведения тепловых измерений с загрязнениями гильзы были очищены механическим способом до металлически чистой поверхности. Измерение теплового потока металлических чистых гильз в серии экспериментов дало среднюю его величину $\bar{Q}_{\text{общ}}^4 = 1,40$ кВт. Измерение теплового потока, проходящего через открытые поверхности экспериментальной установки (без учета поверхности гильзы) с установленной заглушкой при назначенных условиях эксперимента дало значение $\bar{Q}_0 = 0,20$ кВт.

Используя зависимость (17), можно сделать вывод: приращение значения общего термического сопротивления для загрязненных гильз $R_{\text{общ}\tau}$ по сравнению с его значением для металлически чистых $R_{\text{общ}0}$, принятом за 100%, составило в среднем на 29,4%.

Таким образом, можно сделать вывод, что разработан метод количественной оценки общего термического сопротивления гильзы цилиндра, реализация которого позволяет:

- 1) объективно оценивать состояние рабочих поверхностей и материала самой гильзы как факторов влияния на процесс теплопередачи;
- 2) изучать закономерности снижения теплопередачи гильзы цилиндров в эксплуатации;

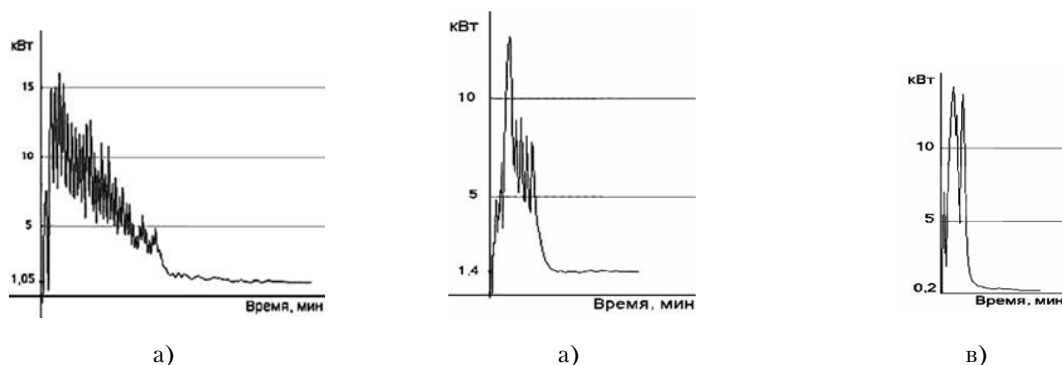


Рисунок 3. Результаты термотестирования ПЦ: а) ПЦ с эксплуатационными загрязнениями; б) металлически чистая ПЦ; в) без учета тепловой нагрузки

3) оптимизировать составы и параметры технологического процесса очистки поверхностей системы охлаждения;

4) оценивать влияние конструктивных факторов, в том числе материала гильзы, режимов обработки и ремонтных воздействий;

5) снизить непроизводительные расходы материальных, энергетических и трудовых ре-

сурсов при выполнении процедуры очистки внутренних, скрытых поверхностей системы охлаждения ДВС;

6) прогнозировать период работоспособного состояния гильзы цилиндров и устанавливать обоснованные нормативные сроки проведения обслуживания.

20.02.2015

Список литературы:

1. Бурков, В.В. Автотракторные радиаторы / В.В. Бурков, А.И. Индейкин. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1978. – 216 с.
2. Канарчук, В.Е. Восстановление автомобильных деталей: Технология и оборудование / В.Е. Канарчук, А.Д. Чигринцев, О.Л. Голяк, П.М. Шоцкий. – М.: Транспорт, 1995. – 303 с.
3. Автомобильные двигатели / под ред. М.С. Ховаха. – М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.
4. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
5. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 592 с.
6. Апин, В.П. Оценка теплопроводности гильзы цилиндра, восстановленной методом дополнительной детали / В.П. Апин, Б.С. Васильев, С.В. Ильичев // Сборник научных трудов МАДИ «Ресурсосбережение при ремонте автомобилей и дорожных машин». – М.: Изд-во МАДИ, 1989. – С 68-71.
7. Пославский, А.П. Диагностирование эксплуатационных характеристик теплообменников транспортной техники / А.П. Пославский, И.Т. Ковриков, В.Ю. Соколов // Вестник Оренбургского государственного университета -2011. -№13(103). – С. 134-138.
8. Пославский, А.П. Ресурсосберегающий метод и средства диагностирования рабочих характеристик теплопередающих поверхностей транспортных и технологических машин / А.П. Пославский, А.В. Хлуденев, А.А. Фадеев, В.В. Сорокин, Т.В. Трошина // Вестник Оренбургского государственного университета, 2014. -№10(171). – С. 152-157.
9. Пославский, А.П. Анализ методов контроля качества моечно-очистных процессов в автотранспортном комплексе / А.П. Пославский, П.П. Зацепин // Прочность и разрушение материалов и конструкций: материалы 4-й международной научной конференции. – М.: РАЕ, 2005 – С.211 – 214.
10. Пославский, А.П. Сервисно-диагностический комплекс для обслуживания и ремонта автотракторных радиаторов / Л.А. Аверкиев, А.П. Пославский, В.С. Мануйлов // Автомобиль и техносфера: сборник докладов пятой Международной научно-практической конференции. – Казань: Изд-во КГТУ, 2007. – №4. – С. 62 – 66.
11. Пославский, А.П. Метод оценки эффективности моечно-очистных процессов закрытых поверхностей узлов и деталей автомобилей / В.П. Апин, Е.В. Бондаренко, П.П. Зацепин, В.В. Сорокин // Проблемы эксплуатации и обслуживания транспортно-технологических машин: материалы Международной научно-технической конференции. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2009 – С. 32-36.
12. Пат. 2296295 Российская Федерация, МПК7 G 01 B7/06. Способ определения степени загрязненности поверхностей емкостей / А.П. Пославский, В.П. Апин, Е.В. Бондаренко, П.П. Зацепин; заявитель и патентообладатель Оренбургский гос. ун-т. – № 2005130376/28; заявл. 29.09.2005; опубл. 27.03. 2007, Бюл. №9.-5 с.
13. Пат. 2352925 Российская Федерация, МПК7 G 01 N25/18. 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.
14. Пат. на полезн. мод. 86702 Российская Федерация, МПК7F 22 B 1/30. Устройство для измерения теплового потока / А.П. Пославский, А.В. Хлуденев, В.С. Мануйлов; заявитель и патентообладатель Пославский А.П. -№ 2007142089/22; заявл. 13.11.2007; опубл. 10.09. 2009, Бюл. №25.-2 с.
15. Пат. 2544365 Российская Федерация, МПК7 G 01 R 22/04. Устройство для измерения рабочих характеристик теплообменников / А.П. Пославский, В.В. Филиппов, А.А. Копылов, Л.А. Аверкиев, А.А. Фадеев; заявитель и патентообладатель ООО «Оренбургская промышленная лаборатория. -№ 2013120564/28; заявл. 06.05.2013; опубл. 20.03. 2015, Бюл. №8.-5 с.

Сведения об авторе:

Пославский Александр Павлович, доцент кафедры технической эксплуатации и ремонта автомобилей транспортного факультета Оренбургского государственного университета, кандидат технических наук, доцент 460000, г. Оренбург, пр-т Победы, 149, тел. (3532) 912226, e-mail: aposlavsky@mail.ru