

## ПРЕДПУСКОВОЙ НАГРЕВ СМАЗОЧНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

**В работе теоретически и экспериментально исследована эффективность внешнего нагрева масляного фильтра смазочной системы автомобильного двигателя перед запуском бортовым электрическим нагревательным устройством. Нагрев фильтра рационален в диапазоне начальных температур двигателя от +5 до –12 °С, поскольку при этом обеспечивается уменьшение интенсивности изнашивания подшипников коленчатого вала за однократный пуск в среднем в 2,4 раза.**

**Ключевые слова:** режим пуска, подшипники коленчатого вала, смазочный процесс, масляный фильтр, изнашивание.

Низкие температуры окружающей среды и другие факторы зимнего периода обуславливают ряд проблем, снижающих эффективность эксплуатации автомобильного транспорта, особенно при безгаражном хранении. Это, прежде всего, повышенные износы подвижных сопряжений автомобильного двигателя при его пуске, включающего стадии запуска и прогрева [1].

Одними из подвижных сопряжений, наиболее подверженных пусковым износам и лимитирующих ресурс двигателя, являются подшипники коленчатого вала. На долю пусковых износов подшипников двигателей приходится от 7 до 15% от суммарного эксплуатационного износа [1]. Особенностью процесса изнашивания при пусках является его более высокая интенсивность относительно эксплуатационного изнашивания, что обуславливает повышенную вероятность возникновения задира и проворачивания вкладышей. Одной из главных причин высокой интенсивности изнашивания при пусках является неудовлетворительные условия смазывания и изнашивания подшипников, особенно в первые секунды после запуска, вследствие загустевания холодного моторного масла.

В значительной мере данную проблемную ситуацию позволяют решать методы и средства предпусковой тепловой подготовки (ПТП) смазочной системы автомобильных двигателей, обеспечивающие за счет принудительного нагрева масла уменьшение его вязкости. Существуют различные конструктивные решения нагрева масла, в частности, установка нагревательных элементов в картере двигателя, внешний разогрев масляного поддона, применение тепловых аккумуляторов и т. д. Однако, при использовании данных методов недостаточно информации о рациональ-

ном выборе средств ПТП и эффективных режимах их работы в зависимости от температурных условий эксплуатации конкретного автомобиля.

В связи с этим, исследование, цель которого заключается в повышении эффективности эксплуатации автомобилей на основе совершенствования методов и средств обеспечения долговечности автомобильных двигателей за счет снижения величины пусковых износов в низкотемпературных условиях эксплуатации является актуальным. Это исследование составляют концепцию ресурсосберегающей эксплуатации автомобильных двигателей [2].

Объектом исследования являлся процесс функционирования смазочной системы автомобильных двигателей, предметом – закономерности смазывания и изнашивания в подшипниках коленчатого вала двигателя легкового автомобиля на режиме холодного пуска.

Среди методов ПТП смазочной системы заслуживает внимания внешний нагрев масляного фильтра перед запуском автономным предпусковым электрическим нагревателем, работающим от бортовой сети автомобиля [3]. Этот метод в достаточной мере отвечает требованиям, предъявляемым к современным средствам ПТП, по минимальному потреблению электрической энергии, простоте конструкции и технологичности, а также малой стоимости и универсальности. Такие нагреватели под названием «Теплостарт» производились фирмой «МР Универсал» (г. Сергиев Посад). Нагреватель «Теплостарт» представляет собой гибкий пояс из термостойкой силиконовой резины, внутри которого помещен нагревательный элемент и защитное термореле. Устройство устанавливается на масляный фильтр двигателя в виде бандаж и перед запуском подключается к

бортовой сети через вилку и гнездо прикуривателя в течение 10–15 мин.

Разработчики подогревателя объясняют эффективность его применения тем, что нагрев до температуры 60...100 °С масла в малом объеме (около 150...200 мл) фильтра достаточно для обеспечения уже при пусковых частотах коленчатого вала поступления теплого масла к подшипникам коленчатого вала двигателя. Однако, несмотря на очевидные достоинства рассмотренного метода ПТП его применение сдерживается рядом причин, и, прежде всего, из-за не раскрытого в полной мере механизма влияния нагрева масла в фильтре на уменьшение изнашивания подвижных сопряжений двигателя на стадиях запуска и прогрева. Это объясняется, на наш взгляд, неполнотой достоверной информации о результатах как теоретических, так и экспериментальных исследований по оценке эффективности данного метода. Поэтому, представляет практический интерес провести аналитическую и экспериментальную оценку эффективности применения данного устройства в реальных условиях эксплуатации.

Проведены аналитические исследования смазывания и изнашивания в подшипниках коленчатого вала автомобильного двигателя на режиме холодного пуска в зависимости от теплового состояния смазочной системы.

При запуске пленка масла, оставшаяся на поверхностях после остановки двигателя, обеспечивает снижение трения и защиту от износа в первые секунды работы двигателя. В это время из-за отсутствия прокачки масла теплоотвод от трущихся поверхностей пониженный и поэтому, при значительном времени запаздывания  $\tau_{зан}$  поступления масла, температура поверхностей трения может превышать критические значения. Это приводит к росту протяженности металлического контакта, и, как следствие, интенсивному адгезионному изнашиванию. Кроме того, из-за чрезмерно вязкого холодного масла происходит циклическое открывание перепускного клапана масляного фильтра тонкой очистки, что приводит к поступлению неочищенного масла к трущимся поверхностям и вызывает их абразивное изнашивание.

Сделаем допущение, что основным фактором увеличения  $\tau_{зан}$  при холодном пуске является малый расход масла через масляный фильтр. Тогда

время запаздывания поступления масла  $\tau_{зан}$  можно определить из выражения:

$$\tau_{зан} = \frac{V_{мк} - V_{ост}}{Q_{МФ} - Q_{УТ}}, \quad (1)$$

где  $V_{мк}$  – объем масла, необходимый для заполнения масляных каналов от фильтра до всех подшипников коленчатого вала, м<sup>3</sup>;  $V_{ост}$  – объем масла, который остаётся в масляных каналах, м<sup>3</sup>;  $Q_{МФ}$  – расход масла через масляный фильтр, м<sup>3</sup>/с;  $Q_{УТ}$  – величина утечек из системы смазки в картер через узлы и сопряжения двигателя за единицу времени, м<sup>3</sup>/с.

Расход масла через масляный фильтр  $Q_{МФ}$  равен:

$$Q_{МФ} = Q_{ФЭ} + \alpha_{КФ} Q_{КФ}, \quad (2)$$

где  $Q_{ФЭ}$  – расход масла через фильтрующий элемент, м<sup>3</sup>/с;  $Q_{КФ}$  – расход масла через перепускной клапан фильтра, м<sup>3</sup>/с;  $\alpha_{КФ}$  – коэффициент, учитывающий относительную продолжительность открытия клапана ( $\alpha_{КФ} = 0...1$ ).

Расход масла через фильтрующий элемент  $Q_{ФЭ}$  составляет:

$$Q_{ФЭ} = Z_{ФЭ} \frac{\Delta p_{ФЭ}}{\delta_{\phi} \mu}, \quad (3)$$

где  $Z_{ФЭ}$  – коэффициент, характеризующий проницаемость материала фильтрующего элемента, м<sup>4</sup>;  $\delta_{\phi}$  – толщина фильтрующей перегородки, м;  $\Delta p_{ФЭ}$  – перепад давлений между стенками фильтрующего элемента, Па;  $\mu$  – динамическая вязкость масла, Па·с.

Расхода масла через перепускной клапан фильтра  $Q_{КФ}$ :

$$Q_{КФ} = 4k\pi d_{КФ} h^2 \sin \beta_{КФ} \frac{\Delta p_{КФ}}{\mu}, \quad (4)$$

где  $k$  – коэффициент пропорциональности;  $d_{КФ}$  – диаметр отверстия клапана, м;  $h$  – высота поднятия клапана, м;  $\beta_{КФ}$  – угол конуса клапана;  $\Delta p_{КФ}$  – перепад давления в клапане, Па.

С учетом формул (2-4) выражение (1) примет вид:

$$\tau_{зан} = \frac{\mu}{\Delta p_{ФЭ}} \cdot \frac{V_{мк} - V_{ост}}{\frac{Z_{ФЭ}}{\delta_{\phi}} + 4\alpha_{КФ} k \pi d_{КФ} h^2 \sin \beta_{КФ} - Q_{УТ}}. \quad (5)$$

Таким образом, время запаздывания поступления масла  $\tau_{зан}$  к подшипникам коленчатого вала зависит прямо пропорционально от вязкости масла  $\mu$  и обратно пропорционально перепаду давления между стенками фильтрующего элемента  $\Delta p_{ФЭ}$  и относительной про-

должительности открытия перепускного клапана  $\alpha_{кф}$ .

Рассмотрим процесс протекания масла через масляный фильтр, сравнивая два его состояния: «холодный» фильтр с маслом при температуре, равной начальной температуре двигателя, и «горячий» фильтр с маслом при более высокой температуре.

В первые секунды запуска расход масла через «холодный» фильтр меньше, чем производительность насоса, несмотря на её уменьшение из-за вязкого масла. Это приводит к увеличению давления масла в смазочной системе на участке до фильтра, что способствует росту перепада давления на масляном фильтре и противодействия на масляном насосе. Из-за возросшего перепада давления начинает увеличиваться скорость фильтрации через фильтрующий элемент. Рост давления на участке до фильтра продолжается до величины, соответствующей открытию перепускного клапана фильтра. Через открытый клапан фильтра неочищенное масло начинает поступать к деталям двигателя. Расход масла через фильтр начинает увеличиваться, а перепад давления – уменьшаться.

Таким образом, в начальной стадии запуска не в полной мере очищенное масло под давлением продавливается до подшипников коленчатого вала, образуя на поверхностях трения масляную пленку, обеспечивающую относительно благоприятные условия смазывания, но не изнашивания.

По мере заполнения системы маслом, начинает увеличиваться давление в главной магистрали. Снижается противодействие на фильтрах. Перепускной клапан фильтра закрывается. При этом давление в магистрали снижается, что приводит к повторному открытию клапана. Таким образом, при холодном пуске может наблюдаться циклическая работа клапана фильтра.

В случае «горячего» фильтра расход масла через него значительно больший, чем через «холодный». Например, в результате нагрева масла внутри фильтра с  $-18$  до  $100$  °С его вязкость уменьшается до 250 раз и, соответственно, во столько же раз при прочих равных условиях увеличивается расход масла через фильтрующий элемент. Это влечет снижение перепада давления на масляном фильтре и противодействия на масляном насосе, уменьшая утечки в нем.

Уменьшение перепада давления несколько снижает скорость увеличения расхода масла  $Q_{фэ}$ . В начальный период запуска перепускной клапан фильтра не открывается, и к деталям двигателя поступает только очищенное масло. Далее по мере поступления холодного масла от насоса через некоторое время возможно открытие клапана. Однако, масло в работающем двигателе начинает уже интенсивно нагреваться в картере. Система заполняется теплым маслом быстрее, интенсивнее увеличивается давление в главной магистрали и снижается противодействие на фильтрах. Перепускной клапан фильтра закрывается. Поскольку при этом давление в магистрали более высокое, то его некоторое снижение не приведёт к повторному открытию клапана. Таким образом, при холодном пуске с горячим фильтром практически не наблюдается циклической работы клапана фильтра.

Таким образом, «горячий» фильтр практически исключает попадание неочищенного масла к трущимся поверхностям и обеспечивает более быстрое поступление масла к ним вследствие большего расхода его через фильтр. Это создает условия для ускоренного формирования устойчивого благоприятного смазочного процесса в подшипниках и минимизации их изнашивания.

Проведем аналитическое исследование смазочного процесса и изнашивания в подшипниках коленчатого вала автомобильного двигателя на режиме пуска. Для этого воспользуемся известной математической моделью смазочного процесса и изнашивания в подшипниках коленчатого вала [4].

В заданных условиях эксплуатации существование смазочного слоя в подшипнике обуславливается влиянием внешней нагрузкой на смазочный слой  $N$  и предельной несущей способностью смазочного слоя  $N_g$ , а вероятность  $P_g$  этого события описывается нормальным законом распределения:

$$P_g = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} \exp\left(-\frac{\bar{N} - \bar{N}_g}{2\sigma}\right) dN_g, \quad (6)$$

где  $\bar{N}_g$ ,  $\bar{N}$  – математические ожидания соответственно  $N_g$  и  $N$ ,  $H$ ;  $\sigma$  – обобщенное среднеквадратическое отклонение  $N_g$  и  $N$ ,  $H$ .

Внешняя нагрузка  $N$  на смазочный слой в подшипнике формируется от действия газовых и инерционных сил и определяется, исходя из положений теории динамики автомобильных

двигателей [5], прежде всего, крутящим моментом  $M_{кр}$  на коленчатом валу и частотой его вращения  $n$ .

Предельная несущая способность смазочного слоя  $N_g$  равна максимальной силе реакции со стороны смазочного слоя, при которой он разрушается, достигая критической толщины  $h_{кр}$ , и зависит, согласно положениям гидродинамической теории смазки подшипников скольжения [6], от различных конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов:

$$N_g = \frac{\pi l d^3 \mu n S}{30 \Delta^2}, \quad (7)$$

где  $l$  – опорная длина шейки коленчатого вала, м;  $d$  – диаметр шейки коленчатого вала, м;  $\mu$  – динамическая вязкость масла, Па·с;  $\Delta$  – диаметральный зазор в подшипнике, м;  $n$  – частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>;  $S$  – коэффициент нагруженности.

Величина  $N_g$  определяется при средней температуре масла  $T_m$  в подшипнике, когда выполняется условие теплового баланса  $Q_{TP} = Q_M$ . Здесь  $Q_{TP}$  – количество теплоты, выделяющееся в подшипнике в результате трения, кДж/с, равное:

$$Q_{TP} = \xi^f \frac{0,011 \mu l d^2 n^2}{2 \Delta} 10^{-3}, \quad (8)$$

где  $\xi^f$  – коэффициент сопротивления шипа вращению.

Теплота  $Q_M$ , отводимая маслом от подшипника, кДж/с, равна:

$$Q_M = 2 M c_m \rho_m (T_m - T_{ex}), \quad (9)$$

где  $M$  – количество масла, циркулирующее через подшипник, м<sup>3</sup>/с;  $c_m$  – теплоемкость масла, кДж/(кг·°С);  $\rho_m$  – плотность масла, кг/м<sup>3</sup>;  $T_{ex}$  – температура масла на входе в подшипник, °С;

$$M = 0,105 (q_T + q_H) \frac{\Delta}{2} l n, \quad (10)$$

где  $q_T$  – коэффициент, учитывающий масло, выходящее из нагруженной зоны подшипника;  $q_H$  – коэффициент, учитывающий масло, циркулирующее через ненагруженную зону подшипника:

$$q_H = \frac{30 \beta p_{II}}{\pi \mu n} \left(\frac{\Delta}{l}\right)^2, \quad (11)$$

где  $\beta$  – коэффициент;  $p_{II}$  – давление масла на входе в подшипник, Па.

Обобщенная оценка смазочного процесса в системе шатунных и коренных подшипников

коленчатого проводится по интегральной степени существования смазочного слоя в подшипниках коленчатого вала  $E_g$ , значение которой определяется по формуле:

$$E_g = k+m \sqrt{\prod_{i=1}^{i=k} P_{g,i}^{kp} \prod_{j=1}^{j=m} P_{g,j}^{sp}}, \quad (12)$$

где  $P_{g,i}^{kp}$  – вероятность существования смазочного слоя в  $i$ -ом коренном подшипнике;  $P_{g,j}^{sp}$  – вероятность существования смазочного слоя в  $j$ -ом шатунном подшипнике;  $k$  и  $m$  – число коренных и шатунных подшипников соответственно.

Таким образом, в условиях эксплуатации смазочный процесс описывается моделью интегральной степени существования смазочного слоя следующего вида:

$$E_g = E_g(M_{кр}, n, l, d, h_{кр}, \mu, T_m, \Delta, \dots). \quad (13)$$

Значение параметра  $E_g$  находится в диапазоне от максимального  $(E_g)_{max} = 1$ , характеризующего практически безыносный установившийся режим жидкостной смазки во всех без исключения подшипниках коленчатого вала, до минимального значения  $(E_g)_{min} = 0$ , при котором хотя бы в одном подшипнике существует режим граничной смазки (сухого трения) с ускоренным изнашиванием. Промежуточные значения параметра и интенсивности изнашивания имеют место в условиях переходного смазочного процесса.

Рассмотрим изменение показателей смазочного процесса в подшипниках в случае «горячего» фильтра. Как было аналитически установлено ранее, в первые секунды запуска к подшипникам на входе поступает масло с более высокими значениями температуры  $T_{вх}$  и давления  $p_{II}$ . Возросшее давление  $p_{II}$  увеличивает через коэффициент  $q_H$  количество масла, циркулирующее через подшипник  $M$ , и, соответственно, теплоту, отводимую маслом от подшипника  $Q_M$ . Это приводит к дополнительному охлаждению зоны трения, снижению средней температуры масла  $T_m$ . Однако, возросшая температура масла на входе  $T_{вх}$  снижает величину температурного перепада  $(T_m - T_{вх})$ , что сказывается на уменьшении  $Q_M$ . Таким образом, здесь протекают два взаимобратных процесса отвода теплоты от подшипника. Анализ этих процессов показывает, что влияние роста температуры  $T_{вх}$  оказывает более сильное влияние на уменьшение  $Q_M$ , вследствие чего увеличивается средняя температура  $T_m$ . Это вле-

чет некоторое уменьшение вязкости  $\mu$  и, соответственно, предельной несущей способности смазочного слоя  $N_g$ , вероятности его существования  $P_g$  в отдельных подшипниках и, наконец, интегральной степени существования смазочного слоя в подшипниках коленчатого вала  $E_g$ . Таким образом, происходит некоторое ухудшение показателей смазочного процесса.

В период последующего прогрева температура масла на входе  $T_{вх}$  становится практически одинаковой, как при прогреве с «холодным» фильтром, вследствие заполнения масляных каналов холодным маслом из картера с температурой  $T_{дв}$ . Однако, давление на входе  $p_{п}$  остается все равно выше, что способствует уменьшению  $T_m$ , увеличению  $\mu$  и, соответственно,  $N_g$ ,  $P_g$  и  $E_g$ .

Рассмотрим влияние параметра  $E_g$  на процесс изнашивания подшипников коленчатого вала. Для обобщенной оценки интенсивности изнашивания подшипников введем параметр  $I_i$  «удельная интегральная интенсивность изнашивания подшипников коленчатого вала». Его текущее значение  $I_{i,x}$  определяется по формуле:

$$I_{i,x} = (1 - E_{g,x}) \frac{N_{i,x}}{N_i^{\max}}, \quad (14)$$

где  $E_{g,x}$  – текущее значение параметра  $E_g$ ;  $N_i^{\max}$  и  $N_{i,x}$  – индикаторная мощность двигателя максимальная и текущая соответственно.

Формула (14) получена, исходя из предположений, что интенсивность изнашивания пропорциональна длительности контактирования трущихся поверхностей  $(1 - E_{g,x})$  и доли индикаторной мощности  $(N_{i,x}/N_i^{\max})$ , вырабатываемой двигателем в момент контактирования. Параметр безразмерен и принимает значение от 0 до 1.

На холостом ходу двигателя формула (14) примет следующий вид:

$$I_{i,x} = (1 - E_{g,x}) \frac{n_x(a_m + b_m S n_x / 30)}{n^{\max}(p_e^{\max} + a_m + b_m S n^{\max} / 30)}, \quad (15)$$

где  $a_m$  и  $b_m$  – экспериментальные коэффициенты, величины которых зависят от числа цилиндров  $i$ , отношения хода поршня  $S$  к диаметру цилиндра  $D$  и от типа двигателя (например, для двигателей с искровым зажиганием с  $i = 4$  и отношением  $S/D < 1$   $a_m = 0,039$  и  $b_m = 0,0132$  [5]);  $S$  – ход поршня, м;  $n^{\max}$  – номинальная частота вращения коленчатого вала,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $p_e^{\max}$  – среднее эффективное давление при номинальной частоте, МПа. Параметры  $S$ ,  $n^{\max}$  и  $p_e^{\max}$  являются

паспортными данными для конкретной модели двигателя.

При прогреве двигателя на холостом ходу значения параметров  $\Delta$  и  $h_{кр}$ , а также вязкостно-температурная характеристика масла  $\mu(T_m)$  в модели (13) являются неизменными, что позволяет определять значения параметра  $E_{g,x}$  в зависимости от частоты вращения коленчатого вала  $n_x$ , текущей температуры масла  $T_{m,x}$  и времени  $t_x$ , используя модель  $E_{g,x}(T_{m,x}, n_x, t_x)$ .

Учитывая зависимость температуры масла  $T_{m,x}$  от начальной температуры двигателя  $T_{дв}^0$  во время  $t_x$  прогрева, т. е.  $T_{m,x}(T_{дв}^0, n_x, t_x)$ , то модель (15) будет иметь вид:

$$I_{i,x} = (E_{g,x}, T_{дв}^0, n_x, t_x) \quad (16)$$

Таким образом, при известных закономерностях (16) возможно сравнивать режимы пуска двигателя, и режим, при котором значение параметра  $I_i$  принимает меньшие значения, считается малоизносным.

Для проверки теоретических положений проведены экспериментальные исследования смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала на режиме пуска автомобильного впрыскового бензинового 4-х цилиндрового двигателя ВАЗ-21083i. Смазочная система заполнена полусинтетическим моторным маслом класса вязкости по SAE 10W40. Укрупненная модель экспериментальных исследований содержала входные ( $T_{дв}^0, n_x, t_x$  и тепловое состояние масляного фильтра TS) и выходные ( $E_{g,x}, T_{дв,x}$  и определяемая зависимость  $I_{i,x} = f(T_{дв}^0, t_x, TS)$ ) переменные.

Значения параметра  $E_g$  замерялись с дискретностью 0,1 сек. при помощи оригинального измерительно – вычислительного комплекса «Автоматизированная система оценки смазочного процесса» [7], [8] по специально разработанной методике [9]. Показатели работы двигателя ( $T_{дв}^0, n_x, T_{дв,x}$ ) определялись с дискретностью 0,2 сек. при помощи мотор-тестера «МТ-10» через стандартный диагностический разъем ЭБУ двигателя.

Двигатель испытывался в зимних температурных условиях на специально изготовленном моторном стенде в неотапливаемом боксе лаборатории. Двигатель находился не менее 12 ч для достижения начальной температуры  $T_{дв}^0$ , диапазон которых составил от +5 до -18 °С. Каждый опыт включал запуск и прогрев двигателя до температуры 40 °С. Двигатель испытывался в двух тепловых состояниях смазочной системы: без на-

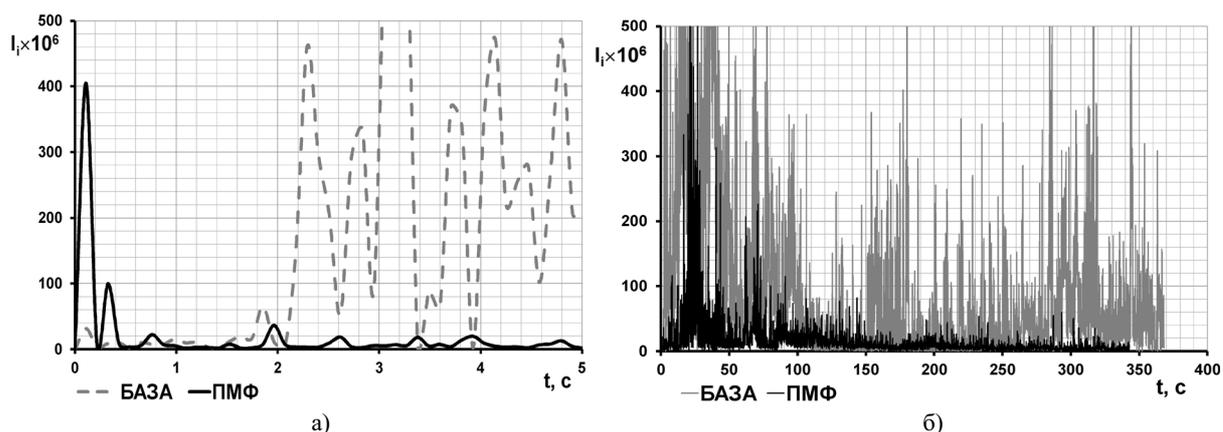


Рисунок 1. Пример зависимости мгновенных значений параметра  $I_i$  при  $T_{ДВ}^0 = -1$  °С в исследуемых тепловых состояниях смазочной системы на разных стадиях режима пуска: а) запуск; б) прогрев

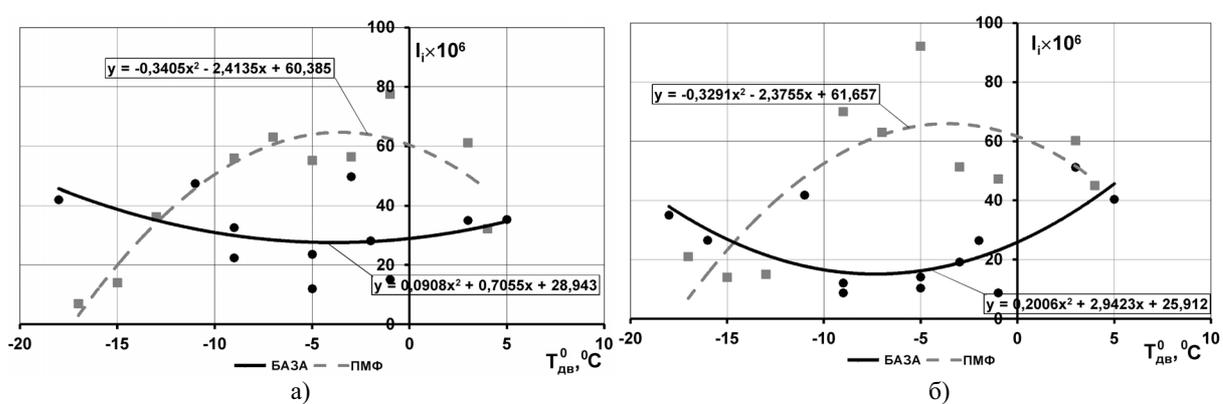


Рисунок 2. Зависимости средних значений параметра  $I_i$  от  $T_{ДВ}^0$  в исследуемых тепловых состояниях смазочной системы на разных стадиях режима пуска: а) запуск; б) прогрев

грева («БАЗА») и с нагревом масляного фильтра («ПМФ») нагревателем «Теплостарт». Длительность нагрева составляла 15 мин при потребляемом токе 10 А.

Результаты экспериментального исследования подтвердили теоретические положения. Так, согласно зависимостям значений  $I_i$  от длительности  $t$  стадий запуска (первые 5 секунд) и прогрева (до достижения температуры двигателя 40 °С), представленным на рисунке 1, в первую секунду запуска значения  $I_i$  с «горячим» фильтром в 2...15 раз выше, чем с «холодным» фильтром, что связано с несколько меньшей степенью существования смазочного слоя  $E_g$ . Однако, в последующие секунды картина изнашивания меняется. Значения  $I_i$  с «холодным» фильтром – резко увеличиваются, а с «горячим» резко снижаются, что объясняется существенным улучшением смазочного процесса и увеличением  $E_g$ . Интенсивность изнашивания подшипников с «горя-

чим» фильтром в отдельные моменты уменьшается до 100 раз.

В целом по данным, представленным на рисунке 2, установлен диапазон начальных температур двигателя  $T_{ДВ}^0$  от +5 до -12 °С, в котором рационально применять нагревательное устройство масляного фильтра, поскольку обеспечивается уменьшение интенсивности изнашивания на стадии запуска в среднем в 1,8 раза, а на стадии прогрева – в 2,7 раза, причем в диапазоне от 0 до -8 °С эффект наиболее значителен и составляет 2,2 и 3,6 раза соответственно.

Рациональное применение исследованного метода предпусковой тепловой подготовки смазочной системы как в виде самостоятельного устройства, так и в составе охранной сигнализации автомобиля с автоматическим запуском позволяет повысить долговечность подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей, тем самым сократить число их ремонтов и, как следствие, снизить затраты при эксплуатации автомобилей.

22.10.2013

## Список литературы:

1. Лосавио, Г. С. Эксплуатация автомобилей при низких температурах / Г. С. Лосавио. – М.: Транспорт, 1973. – 120 с.
2. Калимуллин, Р.Ф. Концепция ресурсосберегающей эксплуатации автомобильных двигателей / Р.Ф. Калимуллин, С.Ю. Коваленко // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2013. – №2(71). Выпуск 2. – С. 30-35.
3. Рогов, Е. Автомобильный гараж. Из альбома Н. Егина. / Е. Рогов // Изобретатель и рационализатор. – 2004. – №7. – С. 31.
4. Калимуллин, Р.Ф. Разработка диагностического обеспечения подшипников коленчатых валов автомобильных двигателей // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2012. – №5. – С. 101–108.
5. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.
6. Воскресенский, В.А. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка) / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.
7. Устройство для контроля состояния подшипников: пат. 66046 Рос. Федерация. №2007112656/22; заявл. 04.04.07; опубл. 27.08.07, Бюл. №24. 3 с.
8. Ртутный токосъемник: пат. 70414 Рос. Федерация. №2007136773/22; заявл. 03.10.07; опубл. 20.01.08, Бюл. №2. 2 с.
9. Казаков, А.В. Методика оценки приспособленности автомобильных двигателей к режиму пуска / С.Ю. Коваленко, А.В. Казаков // Вестник Оренбургского государственного университета. – 2011. – №10. – С.186 – 192.

## Сведения об авторах:

**Казаков Александр Владимирович**, старший преподаватель кафедры технической эксплуатации и ремонта автомобилей факультета промышленности и транспорта  
Бузулукского гуманитарно-технологического института  
(филиал Оренбургского государственного университета)  
461040, Оренбургская область, г. Бузулук, ул. Рабочая, 35, тел. (35342) 52984,  
e-mail: kav070768@gmail.ru

**Калимуллин Руслан Флюрович**, доцент кафедры автомобильного транспорта транспортного факультета Оренбургского государственного университета, кандидат технических наук, доцент  
460018, г. Оренбург, пр-т Победы, 13, e-mail: rkalimullin@mail.ru

**UDC 629.33:621.822:621.824.32****Kazakov A.V., Kalimullin R.F.,**

Orenburg state university, e-mail: rkalimullin@mail.ru

**LOWERING STARTING WEARS THE CRANKSHAFT BEARINGS FOR CAR ENGINES**

In the work theoretically and experimentally investigated the effectiveness of external heating oil filter lubricating system of the engine before starting the onboard electrical heating device. Heating of the filter is rational in the range of initial temperature of the engine from +5 up to -12 °C, because it provides a decrease in the intensity of wear of the crankshaft bearings for single start on average 2,4 times.

Key words: starting mode, crank shaft bearings, lubrication process, oil filter, wear.

## Bibliography:

1. Losavio, G.S. Exploitation of cars at low temperatures, G.S. Losavio. – M: Transport, 1973. – 120 p.
2. Kalimullin, R.F Concept of resource-saving operation of automobile engines / R.F Kalimullin, S.Y. Kovalenko // Bulletin of Saratov state technical University. – 2013. – №2(71). Issue 2. P– 30-35.
3. Rogov, E. Car garage. From the album N. Egin. / E. Rogov // Inventor and Rationalizer. – 2004. – №7. – P. 31.
4. Kalimullin, R.F Development of a diagnostic ensure bearings crankshafts automobile engines // Bulletin of Irkutsk state technical University. – 2012. – №5. – P. 101-108.
5. Kolchin, A. I. Calculation of automobile and tractor engines / A.I. Kolchin, V. P Demidov. – M: The High. School, 2002. – 496 P.
6. Voskresensky, V.A. Calculation and design bearings (fluid lubrication) / V.A Voskresensky, V.I. Dyakov. – M: Machine-building, 1980. – 224 P.
7. Device for monitoring the condition of bearings: Pat. 66046 Rus. Federation. №2007112656/22; Appl. 04.04.07, publ. 27.08.07, bul. №24. 3 P.
8. Mercury current collector: Pat. 70414 Rus. Federation. №2007136773/22; Appl. 03.10.07, publ. 20.01.08, bul. №2. 2 P.
9. Kazakov, A.V. Methodology of evaluation of the fitness of automobile engines to the regime of start / S.Y. Kovalenko, A.V. Kazakov // Bulletin of Orenburg state University. – 2011. – №10. – P.186 – 192.