

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СИСТЕМЫ СМАЗКИ АВТОМОБИЛЬНОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ZF16S

Неговора А.В., д.т.н., профессор, Башкирский ГАУ (г. Уфа, РФ)

Разяпов М.М., аспирант, Башкирский ГАУ (г. Уфа, РФ)

Закиев М.Г., инженер, ООО «ЦФ КАМА» (г. Набережные Челны, РФ)

ВВЕДЕНИЕ. Автомобили КАМАЗ сегодня являются наиболее доступными для большинства предприятий, что обуславливает их широкое применение во всех регионах России, в том числе в регионах с холодным климатом. Продукция ОАО «КАМАЗ» комплектуется как узлами и агрегатами собственного производства, так и зарубежного. Одним из таких агрегатов является коробка передач (КП) фирмы ZF.

КП данной фирмы зарекомендовали себя как надежные агрегаты трансмиссии, тем не менее в эксплуатации отмечены случаи выхода их из строя по различным причинам. Анализ гарантийных обращений в сервисный центр фирмы ZF КАМА связанных с отказом КП в период с 2007 по 2012 г. показал, что основной их причиной является не конструктивные, а эксплуатационные факторы, причем в большинстве связанные с человеческим фактором: неправильное переключение передач, ошибка в выборе передач, буксировка автомобиля, несвоевременная замена смазывающей жидкости, несоответствие смазывающей жидкости химмотологической карте.

ОБЪЕКТ И МЕТОДИКА. Целью данной работы является теоретическое изучение влияния низких температур окружающей среды на рабочий процесс системы смазки.

Наиболее уязвимой деталью КП ZF является передний подшипник вторичного вала, который чаще всего выходит из строя в процессе буксировки автомобиля. В силу особенности конструкции данных КП при буксировке автомобиля с выключенным двигателем масляный насос не работает и система смазки не функционирует. Для анализа сезонности возникновения отказов мы выделили ежемесячно количество дефектов с наибольшей частотой проявления к общему числу обращений в сервисный центр в данном месяце (рисунок 1).

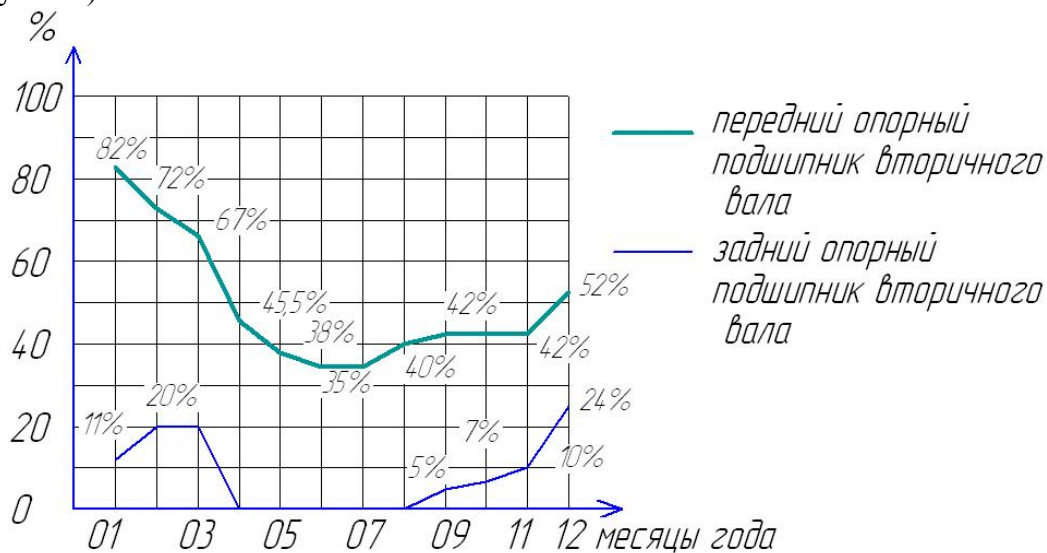


Рисунок 1. График распределения дефектов по месяцам.

Из графика видно, что наблюдается увеличение частоты выхода из строя переднего и заднего опорных подшипников в месяцы с низкой температурой. Количество случаев выхода из строя переднего опорного подшипника вторичного вала в зимние месяцы возрастает на 48%, а задний подшипник перегревается только зимой и достигает 24% от всех поломок. Очевидно, что данный факт связан с увеличением количества буксируемых автомобилей в зимний период, но так же следует отметить недостаточное поступление в зоны трения смазывающей жидкости в условиях низких температурах.

Так, в ходе анализа актов гарантийных обращений было замечено, что при выходе из строя переднего подшипника вторичного вала в графе «причина дефекта», указано: «автомобиль не буксировался, нехватка масла». Данный факт не приведен в диаграмме, но выяснилось, что из 11% выхода из строя переднего подшипника вторичного вала причиной являются нехватка масла, остальные случаи относятся к буксировке автомобиля. Это уже конструктивный недостаток КП, который можно устранить оптимизацией рабочего процесса системы смазки КП.

Для выявления причин недостаточного поступления смазывающей жидкости к подшипникам при низких температурах, рассмотрим конструкцию системы смазки коробки передач ZF 16S 1820.

Система смазки коробки передач ZF 16S1820 включает в себя каналы в картера коробки передач, выполняющего роль маслосборника, фильтра, героторного насоса с эпициклоидальным зацеплением, полости во входном фланце первичного вала, полости в первичном, вторичном валах, металлических трубок для смазки механизма переключения и смазывания шестерен методом полива. Привод масляного насоса осуществляется от промежуточного вала с частотой вращения первичного вала 1500 мин^{-1} . Принцип работы системы смазки коробки передач следующий: из поддона картера коробки передач, через фильтр, масло поступает в масляный насос, который нагнетает масло под давлением 1,2...1,8 атм. в полость масляного насоса и крышки первичного вала. Из этой полости масло распределяется следующим образом: по металлической трубке диаметром 8мм со сливным соплом диаметром 1мм поступает в механизм переключения для его смазки; по трубке диаметром 12 мм, с отверстиями диаметром 1 мм смазываются под давлением зоны контакта зубьев шестерен и синхронизаторы.

Непосредственно из полости крышки первичного вала, масло поступает в полость первичного вала через два диаметрально противоположно расположенных отверстия диаметром по 3 мм. Далее масло разделяется на 2 потока: в полость вторичного вала через пластмассовую трубку, в полость опорного подшипника вторичного вала. Из полости во вторичном валу масло поступает через отверстия диаметром 4 мм к подшипникам качения шестерен на вторичном валу, через отверстие диаметром 6 мм смазывается зона контакта вторичного вала с сателлитами демультипликатора. Отдельно масло поступает через отверстие в корпусе масляного насоса к переднему коническому подшипнику промежуточного вала.

С целью теоретического анализа рабочего процесса системы смазки КП для выявления значимых факторов, влияющих на выход из строя указанных выше подшипников в условиях низких температур, проведено математическое описание.

Для представления математической модели системы смазки коробки передач изобразим систему смазки в упрощенном виде (рисунок 2). Введем обозначения параметров:

T_p – рекомендуемая температура масла равная $90-110^{\circ}\text{C}$.

T_{ϕ} – фактическая температура масла, равная температуре окружающей среды.

T_3 – температура замерзания масла.

ν_o – вязкость масла при температуре масла равной температуре окружающего воздуха.

ξ - местное гидравлическое сопротивление;

ρ – плотность масла;

q_i – элементарный расход масла через i -е отверстие;

Q_i – расход масла на I – ом участке;

ν_p – вязкость масла при рабочей температуре масла;

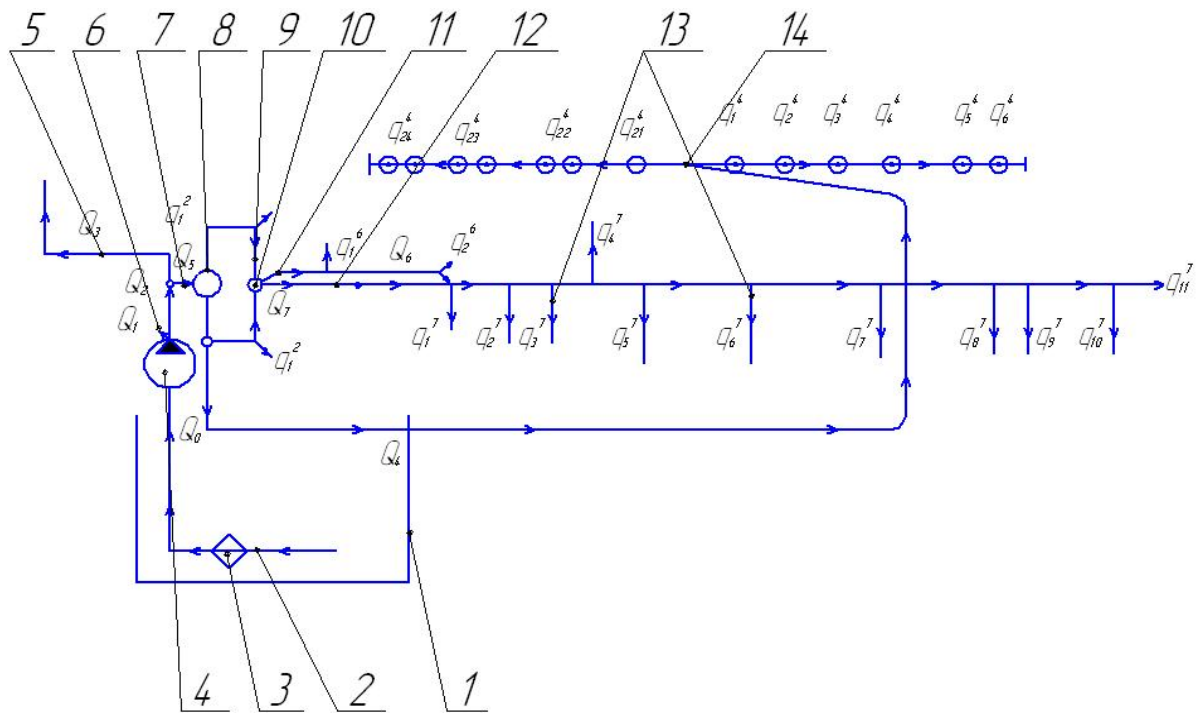


Рисунок 2. Схема система смазки коробки передач ZF16S1820.

1-картер коробки передач; 2-маслозаборник; 3- фильтр; 4-масляной насос; 5-трубка подвода масла к механизму переключения; 6-отверстие для смазки переднего подшипника промежуточного вала; 7,8- полость «масляной насос – картер – крышка первичного вала»; 9-полость в первичном валу; 10 – отверстие диаметром 2,5 мм; 11- полость между первичным и вторичным валами; 12- полость во вторичном валу; 13-отверстия во вторичном валу; 14-трубка диаметром 12 мм.

При эксплуатации коробки передач в условиях низких температур, в системе смазки соблюдаются следующие условия:

$$v_{\phi}(T_{\phi}) > v_p(T_p); q_{\phi} < q_p; \Delta q_i = q_{ip} - q_{i\phi};$$

где q_{ip} - элементарный расход в любой точке системы смазки при рекомендуемой температуре масла,

$q_{i\phi}$ - элементарный расход в любой точке системы смазки при фактической температуре масла.

Для надежной эксплуатации коробки передач необходимым условием является $\Delta q_i \approx 0$, что означает при изменении температуры $T_o - T_p$ изменение Δq_i близко к нулю.

Однако при высоких температурах масла v_{ϕ} уменьшается, следовательно возрастают утечки масла и элементарный расход q_{ϕ} в местах с низким местным сопротивлением, поэтому условиеработоспособности системы смазки будет определяться из соотношения:

$$q_{\min} < q_{\phi}(T) \leq q_{\text{дост}}(T)$$

Под работоспособностью в данном случае понимается требуемое обеспечение смазочным материалом всех трущихся поверхностей в зоне действия системы смазки. Согласно ГОСТ 17479.2-85 «Масла трансмиссионные», требованиям которого должны отвечать применяемые в системе смазки коробки передач масла, они делятся по классу вязкости, в котором, установлены ограничения по верхнему пределу динамической вязкости в Па·с для определенного значения температур и нижнему пределу при температуре 100°С. Однако эти требования не дают полной картины, каким должен быть масло «внутри» этих пределов, иными словами зависимость $v(T)$ может быть как пологим, так и крутым. Очевидно, что масла с пологой температурно – вязкостной характеристикой будут отвечать требованиям:

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{-\beta(T-T_0)}$$

Граничные условия рассматриваемой модели:

$$T(v, \omega, t) = T_i$$

Согласно струйной модели потока, расход потока жидкости равен сумме расходов элементарных струек. Исходя из этого, составим уравнение баланса расходов.

$$Q = \int_{\omega} dQ = \int_{\omega} v dS$$

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + \sum h_0 - \text{общий расход насоса}$$

$Q_2 = Q_3 + q_1^2 + Q_4 + Q_5 + \sum h_2$ – расход насоса без учета нагнетания масла к подшипнику промежуточного вала.

$$Q_5 = Q_6 + Q_7 + \sum h_5 - \text{расход в полости первичного вала}$$

$Q_6 = q_1^6 + q_2^6 + \sum h_6$ – подача насоса к опорному подшипнику вторичного вала и подшипнику шестерни привода промежуточного вала.

$Q_7 = q_1^7 + q_2^7 + q_3^7 + q_4^7 + q_5^7 + q_6^7 + q_7^7 + q_8^7 + q_9^7 + q_{10}^7 + q_{11}^7 + \sum h_7$ – общий расход в полости вторичного вала.

$$\text{Сумма потерь напора: } \sum h_o = \sum h_2 + \sum h_2 + \sum h_5 + \sum h_6 + \sum h_7$$

Общий расход равен расходу насоса для героторного насоса с эпициклоидальным зацеплением:

$$Q_o = Q_H$$

Отсюда следует, что $Q_o = (4 \cdot \pi \cdot e \cdot b \cdot (r(Z+1) - R))n$,

где Z – число зубьев внутреннего ротора;

R – номинальный радиус зуба колеса;

b – ширина ротора;

e – эксцентриситет между осями ротора и колеса;

r – радиус окружности, обкатывающейся без скольжения по основной окружности;

n – частота вращения входного вала КП;

Течение масла в каналах будет определяться уравнением неразрывности баланса:

$$\frac{\partial \rho \cdot \varphi}{\partial t} + \nabla(\rho_v \cdot \varphi) = \nabla(\Gamma \cdot \nabla \varphi) + Q \varphi$$

$$\varphi = \left\{ l, \frac{dQ}{d\tau}, v \right\}$$

Падение давления в местных сужениях длиной l и диаметром d , при $Q = \text{const}$:

$$\Delta P \left(\frac{dQ}{d\tau} \right) = \frac{8\xi}{\pi^2 \cdot \rho \cdot d^4} \cdot \left(\frac{dQ}{d\tau} \right)^2 + \frac{128 \cdot v \cdot l}{d^4 \cdot \pi} \cdot \frac{dQ}{d\tau}$$

где $\frac{dQ}{d\tau}$ расход масла через канал длиной l , диаметром d .

Из уравнений баланса составим систему уравнений:

$$\left. \begin{array}{l} Q_o = (4 \cdot \pi \cdot e \cdot b \cdot (r(Z+1) - R))n \\ Q_0 = Q_1 + q_2 \\ Q_2 = Q_3 + q_1^2 + Q_4 + Q_5 \\ Q_5 = Q_6 + Q_7 \\ Q_6 = q_1^6 + q_2^6 \\ Q_7 = q_1^7 + q_2^7 + q_3^7 + q_4^7 + q_5^7 + q_6^7 + q_7^7 + q_8^7 + q_9^7 + q_{10}^7 + q_{11}^7 \\ \sum h = \sum h_{2-3} + \sum h_{2-4} + \sum h_{2-5} + \sum h_{5-6} + \sum h_{5-7} \\ T(v, \omega, t) = T_i \end{array} \right\}$$

В системе смазки в силу конструктивных особенностей присутствуют различные изменения по длине, вследствие чего возникают местные потери напора и потери напора от трения смазывающей жидкости о стенки системы. Запишем суммарные потери напора для каждого участка:

$$\sum h_{2-3} = \frac{V_3^2}{g} \left(0,5\alpha_0 + \left(\frac{1-S_2/S_3}{2} \right)^2 \right) + \frac{32\nu \cdot l_3 \cdot v_3}{g \cdot d_3^2} - \text{потери напора на участке 2 - 3.}$$

$$\sum h_{2-4} = \frac{V_4^2}{g} \left(0,5\alpha_0 + \left(\frac{1-S_2/S_4}{2} \right)^2 \right) + \frac{32\nu \cdot l_4 \cdot v_4}{g \cdot d_4^2} - \text{потери напора на участке 2 - 4.}$$

$$\sum h_{2-5} = 2 \cdot \left(\frac{V_5^2}{g} \left(0,5\alpha_0 + \left(\frac{1-S_2/S_5}{2} \right)^2 \right) + \frac{32\nu \cdot l_5 \cdot V_5}{g \cdot d_5^2} \right) - \text{потери напора на участке 2 -}$$

5.С учетом того что система имеет два канала:

$$\sum h_{5-6} = 2 \cdot \frac{V_6^3}{g} \left(\left(0,5\alpha_0 + \left(\frac{1-S_5/S_6}{2} \right)^2 \right) + \frac{32\nu \cdot l_6}{d_6^2} \right) - \text{потери напора на участке 2 - 5,}$$

$$\sum h_{5-7} = 2 \cdot \frac{V_7^3}{g} \left(\left(0,5\alpha_0 + \left(\frac{1-S_5/S_7}{2} \right)^2 \right) + \frac{32\nu \cdot l_7}{d_7^2} \right) - \text{потери напора на участке 2 - 5,}$$

$$\sum h_{j-i} = 2 \cdot \frac{V_i^3}{g} \left(\left(0,5\alpha_0 + \left(\frac{1-S_j/S_i}{2} \right)^2 \right) + \frac{32\nu \cdot l_i}{d_i^2} \right) - \text{потери напора на участке j - i.}$$

Как видно из уравнений, учитывающих местные потери напора и потери напора на трение, первая часть зависит только от геометрических параметров системы, поэтому для рассмотрения влияния низких температур, при котором изменяется вязкость смазывающей жидкости, целесообразно рассматривать только часть уравнения.

учитывая что $h_{mp.} = \frac{P_i - P_j}{\rho \cdot g}$ - потери давления на трение

$$Q = S \cdot V = S \cdot \frac{d^2 \cdot g \cdot h_{mp.}}{32 \cdot \nu \cdot l.}$$

подставим $h_{тр.}$

$$Q_i = S_i \cdot V_i = S_i \cdot \frac{d_i^2 \cdot \left(\frac{\Delta P_i}{\rho} \right)}{32 \cdot \nu \cdot l_i.}$$

подставляя полученное уравнение в систему уравнений, получим:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_o = \omega \cdot A \\ Q_i = S_i \cdot V_i = S_i \cdot \frac{d_i^2 \cdot \left(\frac{\Delta P_i}{\rho} \right)}{32 \cdot \nu \cdot l_i.} \\ \nu = \nu_0 \cdot e^{-\beta(T-T_0)} \\ T(\nu, \omega, t) = T_i \end{array} \right.$$

Для каждого i-го участка можно найти расход, учитывая температуру, так же общую подачу насоса. Из уравнения расхода видно, что расход прямо пропорционально зависит от вязкости, и обратно пропорционально от изменений давления на этом участке.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ. Для решения данной системы уравнений необходимо знать геометрические размеры системы смазки, а так же свойства смазывающей жидкости. При снижении температуры окружающей среды T_{oc} , увеличивается вязкость

масла, что ведет к увеличению потерь напора на трение $\Delta h_{тр}$, следовательно, падению давления и скорости потока в системе.

Данная система уравнений не может быть решена ввиду присутствия нескольких неизвестных. Однако на поставленный вопрос может быть дан ответ, если решить систему уравнений относительно $\Delta h_{тр}$, поставив в уравнение геометрические параметры системы. При этом можно выяснить при каких значениях вязкости масла ν произойдет перераспределение потока смазывающей жидкости, которое приведет к снижению q_i до минимально допустимого, что будет означать недостаточную подачу смазки к трущимся поверхностям.

Для смазывающих жидкостей возможно определение ν опытным путем, исходя из ее зависимости от температуры. Так же возможно решить уравнение при известной зависимости $\nu(T)$ и построить зависимость $q_i(T)$.

Таким образом, регулируя проходное сечение масляных каналов в определенных местах, или обеспечивая быстрый местный прогрев масла в конкретных полостях с целью снижения вязкости масла, мы можем поддерживать необходимый баланс распределения подаваемого масла, обеспечивая его поступление ко всем трущимся поверхностям.

ВЫВОД. В результате проведенной работы рассмотрены и проанализированы условия работы коробки передач при низких температурах, влияние конструктивных параметров системы смазки на ее работоспособность при низких температурах. Составлены уравнения балансов и потерь напора из которых видно, что при повышении вязкости масла в определенных направлениях системы распределение потока происходит неравномерно. Для выравнивания распределения потока необходимо изменить конструктивные параметры системы смазки или обеспечить местный подогрев масла. Данные мероприятия позволяют обеспечить эффективность работы системы смазки коробок передач при низких температурах окружающей среды.

Библиография

1. Неговора А.В., Разяпов М.М., Филиппов Ю.К. Предпусковая подготовка двигателя и агрегатов трансмиссии автомобиля к принятию нагрузки. Известия Международной академии аграрного образования. Выпуск № 14(2012) Том 1. –Санкт-Петербург-2012.