

УДК 658(075)

МЕТОД УВЕЛИЧЕНИЯ РЕСУРСА ДВС ПУТЁМ ВЫБОРА ВЯЗКОСТИ МОТОРНОГО МАСЛА

Девятериков А.Г.

Научный руководитель — профессор, к. т. н. Грушевский А. И.
Сибирский федеральный университет, г. Красноярск

Значение качества моторного масла для надёжной и долговечной работы двигателей внутреннего сгорания по мере повышения их энергонасыщенности и стоимости неуклонно повышается. Важнейшим показателем качества масла является его вязкость, несколько повышающаяся от окисления, загрязнения и обводнения, но резко снижающаяся от разжижения топливом при неисправностях ДВС. У всесезонных масел на основе жидкой базы с загущающими присадками вязкость резко снижается на 20-50% в первые же десятки часов работы, что скрывают поставщики и производители масел. Поэтому вязкость, обуславливающая давление в системе смазки, следует проверять при признаках снижения давления, переходить на более вязкое масло для изношенных ДВС. При работе двигателя самым предпочтительным для всех узлов и механизмов по энергетическим затратам, по износу является жидкостный режим смазки узлов трения, обусловленный гидродинамическим эффектом.

Гидродинамический эффект изучали Ньютон и Бернулли. Теория гидродинамической смазки была создана русским учёным, профессором Н. Петровым и англичанином О. Рейнольдсом. Уже в XX веке теория жидкостной смазки была развита целой плеядой выдающихся учёных, включая члена Берлинской академии наук А. Зоммерфельда и советских академиков Н.Е. Жуковского и С.А. Чаплыгина. Также вопросами трения и износа занимались: Агапова В.И., Арабян С.Г., Бунаков Б.М., Григорьев М.А. Захаров Н.С., Венцель С.В. Петелин А.А. и др. Жидкостная смазка характеризуется тем, что трущиеся поверхности разделены слоем жидкого смазочного материала (масла), находящегося под давлением. Давление смазочного материала уравнивает внешнюю нагрузку. Слой смазочного материала называют несущим слоем. При увеличении его толщины, более толщины граничной пленки, уменьшается степень влияния твердой поверхности на далеко отстоящие от нее молекулы масла. Слои, находящиеся на расстоянии более 0,5 мкм от поверхности, приобретают возможность свободно перемещаться один относительно другого. При жидкостной смазке сопротивление движению определяется внутренним трением (вязкостью) жидкости и складывается из сопротивления скольжению слоев масла по толщине смазочной прослойки. Этот режим трения со свойственными ему весьма малыми коэффициентами трения является оптимальным для узла трения с точки зрения потерь энергии, долговечности и износостойкости. Переход на жидкостный режим во много раз снижает потери на трение, а также износы узлов трения машин и механизмов. Сила трения при жидкостной смазке не зависит от природы сопрягаемых поверхностей.

Современная гидродинамическая теория смазки, построенная на некоторых упрощающих предположениях, дает руководящие материалы, позволяющие определить несущую способность масляного слоя и его минимальную толщину. Режимы смазки различаются между собой толщиной и характером смазывающего слоя. Критерием в классификации режимов является относительная толщина этого слоя.

$$h_{\omega zg} = \frac{h}{(R_{a1} + R_{a2})'} \quad (1)$$

где $h_{\omega zg}$ — толщина масляного слоя, м;

R_{a_1} и R_{a_2} – среднее отклонение от центральной линии неровностей контактирующих поверхностей, м.

Для поддержания жидкостного режима необходимо выдерживать минимальный зазор между трущимися поверхностями. Он определяется по формуле.

$$h_{min} = \eta \frac{c_v}{P_m}, \quad (2)$$

где c_v – коэффициент, учитывающий конструкцию подшипника;
 P_m – удельная нагрузка, Н/м².

На основании выше представленных зависимостей можно определить требуемую вязкость сезонного масла для ДВС:

$$\eta = \frac{h_{min} P_m}{c_v}, \quad (3)$$

При жидкостной смазке коэффициент трения между деталями равен вязкости смазочного материала.

В формуле (3) имеем три переменные величины - h_{min} , P_m и η . Поэтому для построения зависимости необходим трехмерный график (рисунок 1).

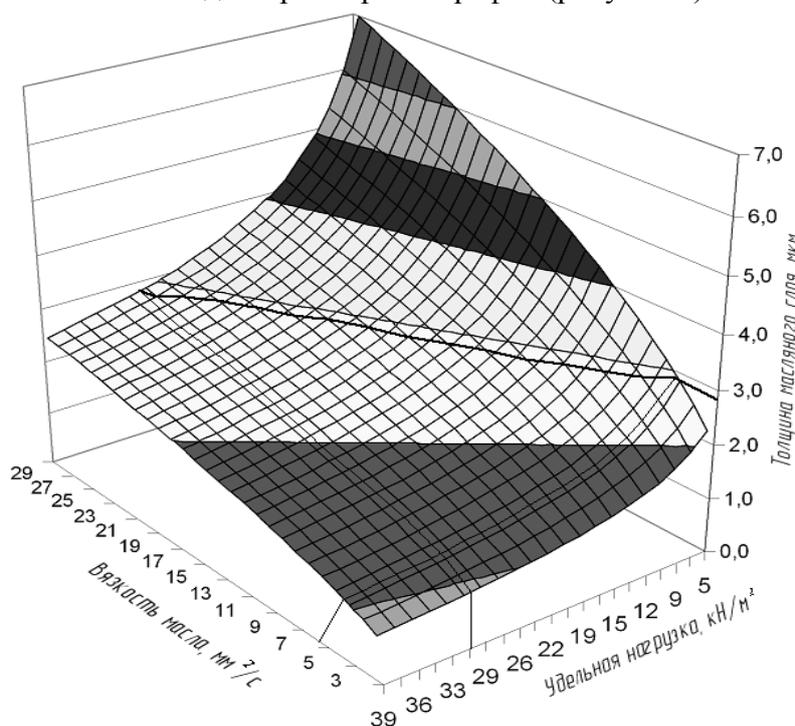


Рис. 1. Диаграмма зависимости толщины масляного слоя от вязкости масла и удельной нагрузки.

Зная допустимые значения зазора подшипника скольжения можно определить допустимые значения вязкости масла с удельной нагрузкой на подшипник. Нижнее значение определяется величиной шероховатости поверхностей из формулы (4).

$$h_{min} \geq 1.5 \cdot (\delta_1 + \delta_2), \quad (4)$$

где δ_1, δ_2 - высота микронеровностей поверхностей трения, мкм.

Максимальное значение зазора определяется исходя из верхнего предела допуска в зазоре подшипника. Исходя из диаграммы видно что минимальное значение вязко-

сти масла равно $5,5 \text{ мм}^2/\text{с}$. Увеличение вязкости приводит к увеличению зазора. Уменьшение давления увеличивает зазор. Увеличивать вязкость масла невозможно, так как это приводит к увеличению потери энергии на преодоление сил трения в узле.

Определим энергию, затрачиваемую на преодоление силы трения. Для этого необходимо рассчитать мощность трения W (работа, выполняемая силой трения в единицу времени) выражается зависимостью:

$$W = k_T (\delta_0 - y_0) v + F_{жс} v, \quad (5)$$

где k_T - коэффициент пропорциональности силы трения и контактной деформации, Н/мм;

δ_0 - деформация, мкм;

y_0 - высота подъема поверхности вала, мкм;

v - относительная скорость поверхностей скольжения, м/с;

$F_{жс}$ - сила жидкостного трения, Н.

$$k_T = C_k f_{сyx}, \quad (6)$$

где C_k - контактная жесткость поверхности, Н/мм;

$f_{сyx}$ - коэффициент сухого трения поверхностей.

$$\delta_0 = \frac{N}{C_k}, \quad (7)$$

где N - нормальная нагрузка, Н;

C_k - контактная жесткость поверхности, Н/мм.

Подставим в (1.4) выражения (1.2), (1.6) и (1.7):

$$W = C_k f_{сyx} \left(\frac{N}{C_k} - h \right) v + \eta \frac{Sv^2}{h}, \quad (8)$$

Формула учитывает потери на преодоление жидкостной смазки, а также затраты в условиях граничной смазки. В данной формуле переменными величинами являются W , η , h (рисунок 2).

Построенная зависимость позволяет ограничить повышение вязкости масла. Потери в подшипниках скольжения составляют около 24% от общей мощности потерь двигателя на трение. Потери на трение равны 10% от индикаторной мощности.

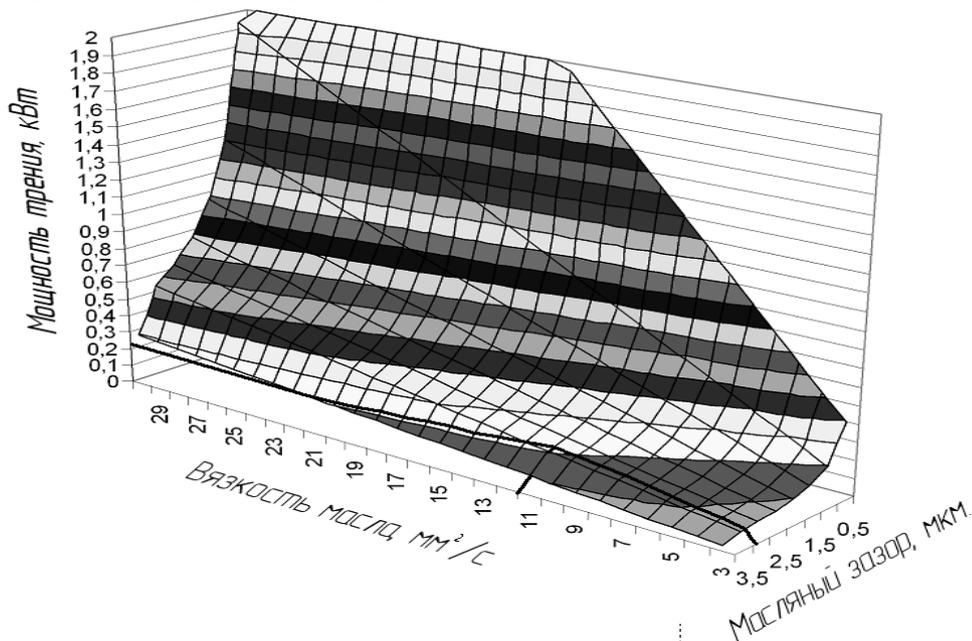


Рис. 2. Зависимость энергии трения от величины масляного зазора и вязкости масла.

На диаграмме (см. рисунок 2) видно, что с понижением зазора менее 2,8 мкм. начинается граничное трение и переход на сухое трение. В результате этого процесса начинается нагрев поверхности деталей и сваривание. В результате происходит отказ двигателя. Так же с повышением вязкости растут и потери энергии. Максимальная допустимая вязкость составляет 12мм²/с. Дальнейшее повышение вязкости нецелесообразно, так как это ведет к повышенным потерям энергии на трение, что влечет потерю мощности и повышенный расход топлива в целом. Данные диаграммы были построены для пары трения коренной вкладыш коленчатого вала – коренная шейка коленчатого вала двигателя КАМАЗ – 740.

В процессе эксплуатации происходит нарушение параметров режимов трения. Износ рабочих поверхностей увеличивает зазоры в сопряжённых деталях, что приводит к ухудшению условий смазывания, повышению динамических, ударных нагрузок; разрушению специально обработанных износостойких поверхностных слоёв. Также происходит изменение вязкости, удельных давлений и в целом характеристики режима. Нарушение параметров режимов трения зависит от состояния узлов трения, качества эксплуатационных материалов.

Таким образом, благодаря оптимально подобранной вязкости моторного масла в зависимости от износа и увеличивающихся зазоров сопряжённых пар можно значительно повысить надёжность и срок службы машин с минимумом затрат, что особенно важно в условиях трудного экономического положения предприятий.