

## СООТНОШЕНИЕ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ, ПРИХОДЯЩИХСЯ НА ГРАНИЧНЫЙ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РЕЖИМЫ СМАЗКИ, В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Ю.Н. Цветков, д.т.н., проф., зав кафедрой, Д.А. Крылов, асп.  
Санкт-Петербургский государственный университет водных коммуникаций,  
А.А. Татулян, вед. инж.  
ООО ВМПАВТО

Разработана методика оценки механических потерь, приходящихся на граничный и гидродинамический режимы смазки в дизеле. Мощность механических потерь определялась методом проворачивания коленчатого вала дизеля с помощью постороннего источника энергии (без подачи топлива) и методом сопоставления индикаторной и эффективной мощностей. Получена линейная зависимость мощности механических потерь в дизеле от вязкости моторного масла, с помощью которой можно оценить потери на трение, приходящиеся на граничный режим смазки. Показано, что потери на трение, приходящиеся на граничный режим смазки, многократно превышают потери на трение, обусловленные жидкостным режимом смазки.

### Введение

В последние десятилетия в качестве добавок к смазочным материалам, включая моторные масла, получили широкое распространение металлоплакирующие препараты, содержащие высокодисперсные порошки мягких металлов, чаще всего медных сплавов. Вместе с тем о механизме действия металлоплакирующих препаратов в маслах при работе в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) остается много вопросов.

Известно, что указанные препараты проявляют свои антифрикционные и противоизносные свойства в условиях граничной смазки [1], что подтверждается результатами многочисленных экспериментов на машинах трения [2–4]. Результаты же испытаний, проведенных на моторном стенде [5], показывают неоднозначность влияния добавок высокодисперсных порошков оловянистой бронзы в моторное масло на механический и эффективный КПД ДВС: отмечено увеличение индикаторного КПД, тогда как механический КПД оказался практически нечувствительным к таким добавкам. Поэтому представлялось полезным обосновать эффективность применения металлоплакирующих препаратов в ДВС, оценив вклад режима граничной смазки в механические потери в ДВС.

Одной из причин обнаруженного слабого влияния добавок высокодисперсного порошка металла в моторное масло на механический КПД может быть возможное существенное преобладание трения при гидродинамическом режиме смазки над трением при граничном режиме смазки. Однако, как оказалось, в научнотехнической литературе отсутствуют конкретные данные о соотношении механических потерь, приходящихся на гидродинамический и граничный режим смазки в ДВС, хотя изучению режимов смазки узлов трения уделяется серьезное внимание, так как потери на трение в ДВС составляют примерно 80 % механических потерь [6, 7].

Основной поток публикаций, касающийся смазки в узлах трения ДВС, посвящен главным образом расчету режима смазки и определению толщины смазочной пленки в подшипниках, в парах трения поршневое кольцо–цилиндрическая втулка и поршень–цилиндрическая втулка [8–12 и др.] с использованием гидродинамической теории смазки, тогда как вопросы граничной смазки, не говоря уже о соотношении потерь мощности на граничное и гидродинамическое трение в двигателе, не затрагиваются. Очевидно, что выраженный дисбаланс в количестве научных работ, посвященных гидродинамическому и граничному режимам смазки в ДВС, объясняется не тем, что большинство исследователей считают жидкостный (гидродинамический) режим основным, а скорее сложностью в исследовании граничного режима смазки в ДВС. Таким образом, представленные результаты должны иметь помимо практического и чисто научный интерес.

Почти все потери на трение в ДВС приходятся на следующие узлы: цилиндро–поршневую группу, подшипники коленчатого вала и механизм газораспределения. Перечисленные узлы работают при различных режимах смазки, и определить доли потерь на трение, приходящиеся на гидродинамический и граничный режимы смазки, оценив потери на трение в разных узлах по отдельности — очень сложная задача. Если удастся оценить потери на трение в конкретном узле,

необходимо определиться, к какому режиму смазки отнести это трение. Даже в одном узле не поддерживается постоянно один и тот же режим смазки: в зависимости от момента времени может существовать разный режим. Типичный пример — пара трения втулка цилиндра—поршневое кольцо, износ которой определяет экономичность работы ДВС и его ресурс, и на трение в которой приходится до 60 % всех механических потерь в двигателе. В этой паре трения существует полный набор режимов смазки (граничный, смешанный, гидродинамический), причем их относительные доли изменяются в зависимости от такта рабочего цикла.

Цель представленной работы — разработать методику оценки механических потерь, происходящих на граничный и гидродинамический режимы смазки в ДВС, и произвести оценку соотношения этих потерь в дизельном двигателе.

#### Теоретическое обоснование методики экспериментов

Для разделения механических потерь в узлах, работающих в режимах граничной и гидродинамической смазки, принята следующая физическая модель процесса.

Представим силу трения  $T_i$  в  $i$ -м узле трения ДВС в виде суммы двух составляющих:

$$T_i = T_{гр\ i} + T_{жд\ i}, \quad (1)$$

где  $T_{гр\ i}$  и  $T_{жд\ i}$  — составляющие силы трения в  $i$ -м узле, приходящиеся на граничный и жидкостный режимы смазки соответственно.

Умножив левую и правую часть (1) на скорость относительного скольжения поверхностей  $v_i$ , получим:

$$T_i v_i = T_{гр\ i} v_i + T_{жд\ i} v_i \quad (2)$$

или

$$N_{тр\ i} = N_{гр\ i} + T_{жд\ i} v_i,$$

где  $N_{тр\ i}$  и  $N_{гр\ i}$  — мощность общих потерь на трение и потерь на трение в режиме граничной смазки соответственно в  $i$ -м узле трения ДВС.

Подставим в (2) вместо величины  $T_{жд\ i}$  ее выражение в соответствии с законом вязкого течения Ньютона [13] и просуммируем потери на трение по всем узлам трения в ДВС:

$$N_{тр} = N_{гр} + \sum_i \eta_i S_i \frac{v_i}{h_i} v_i, \quad (3)$$

где  $N_{тр}$  и  $N_{гр}$  — мощность общих потерь на трение и потерь на трение в режиме граничной смазки соответственно во всех узлах ДВС;  $\eta_i$ ,  $S_i$  и  $h_i$  — коэффициент динамической вязкости масла, площадь поверхности трения и средняя толщина смазочного слоя в  $i$ -м узле трения соответственно.

Так как в опытах поддерживалась постоянной температура масла в картере, то можно принять

для всех узлов трения  $\eta_i$  одинаковым за исключением цилиндропоршневой группы (ЦПГ): масло на деталях ЦПГ имело более высокую температуру, нагреваясь от поршня и стенок цилиндра. Тогда представим выражение (3) следующим образом:

$$N_{тр} = N_{гр} + \eta \left[ \sum_{i=1}^m S_i \frac{v_i}{h_i} v_i + \alpha \sum_{j=m+1}^n S_j \frac{v_j}{h_j} v_j \right]. \quad (4)$$

Здесь индекс  $j$  относится к деталям ЦПГ, а коэффициент  $\alpha$  учитывает изменение вязкости масла на поверхности этих деталей от значения  $\eta$ , соответствующего температуре в картере.

Принимая множитель в квадратных скобках практически постоянным и с учетом того, что значение  $N_{тр}$  составляет 80 % от всех механических потерь в дизеле, перепишем выражение (4) в следующем виде:

$$N_{мех} \cong N_{гр} + \eta A_1,$$

где  $N_{мех}$  — мощность механических потерь в ДВС;  $A_1$  — постоянная, определяемая режимом работы дизеля.

В представленной работе вязкость масла определяли по времени истечения из капилляра согласно ГОСТ 33–2000 (ИСО 3104–94), поэтому, пренебрегая различием в плотности применяемых масел, последнее выражение перепишем так

$$N_{мех} \cong N_{гр} + A v, \quad (5)$$

где  $v$  — кинематическая вязкость;  $A$  — постоянная, аналогичная по смыслу постоянной  $A_1$  в предыдущей формуле.

Согласно выражению (5) график  $N_{мех}(v)$  — прямая линия, экстраполируя которую до значения  $v = 0$ , можно оценить величину потерь на трение, соответствующих граничной смазке в двигателе.

Таким образом, эксперименты должны быть направлены на решение следующих задач:

- определения механических потерь в ДВС при применении моторных масел разной вязкости;
- построения и анализа зависимости  $N_{мех}(v)$ .

#### Методика экспериментов

Экспериментальные исследования проводились на испытательном стенде, сконструированном на базе дизеля Д-120 (2Ч10,5/12) воздушного охлаждения номинальной мощностью 22 кВт при номинальной частоте вращения 2000 об/мин). Регулирование крутящего момента на валу дизеля осуществляли с помощью генератора постоянного тока, расположенного на специально спроектированной балансирной подвеске.

Механические потери оценивали двумя способами:

- а) методом проворачивания коленчатого вала дизеля с помощью постороннего источника энергии [14] (без подачи топлива);

б) методом сопоставления индикаторной и эффективной мощности [14].

Для реализации первого метода на балансирной подвеске за генератором установили двухрежимный электродвигатель переменного тока, спаренный с валом генератора. Проворачивание коленчатого вала дизеля осуществляли при частоте вращения вала электродвигателя 1475 об/мин. Оценку механических потерь осуществляли следующим образом. После вывода дизеля на рабочий режим перекрывали подачу топлива и сразу же во избежание падения температуры цилиндров включали электродвигатель для прокручивания коленчатого вала дизеля. С помощью динамометра регистрировали усилие, препятствующее отклонению балансирной подвески от вертикального положения, по усилию вычисляли крутящий момент, а затем и мощность механических потерь.

При использовании второго метода индикаторную мощность определяли с помощью измерительно-вычислительного комплекса с использованием датчиков давления газов в цилиндрах, регистрируя индикаторные диаграммы и обрабатывая их в автоматическом режиме в процессе испытания. Расчет механического КПД и мощности механических потерь осуществляли по известной методике, изложенной в [6, 7, 14].

Метод сопоставления индикаторной и эффективной мощностей позволяет получить объективные оценки механических потерь. Однако при проведении испытаний этим методом трудно поддерживать температуру стенок цилиндров одинаковой при работе на моторных маслах разной вязкости; с этой точки зрения более подходящим является метод проворачивания, дающий, однако, заниженные оценки механических потерь по сравнению с методом сопоставления индикаторной и эффективной мощностей из-за более низкого трения поршневых колец при проворачивании.

В процессе испытаний температура окружающего воздуха в испытательном боксе поддерживалась  $30 \pm 1$  °С, а масла в картере двигателя —  $85 \pm 1$  °С. Контроль температуры масла в картере, выхлопных газов, а также температур различных точек цилиндров производился с помощью хромель-копелевых термопар. За контрольную температуру стенок цилиндров приняли температуру стенки в том поясе по высоте цилиндра, который соответствовал максимальной скорости поршня. Для измерения спаи термопар вставлялись в отверстия диаметром 1,2 мм, просверленные на расстоянии 0,5 мм от «зеркала» цилиндра.

После испытаний проводили измерение шероховатости поверхности трения цилиндров с использованием профилографа MarSurf PS1.

Для испытаний в качестве исходных были выбраны масла селективной очистки И-20А (И-Г-А-32) и МС-20. Дополнительные композиции с промежуточными вязкостями были созданы смешением указанных масел в разной пропорции. Состав композиций (в об. %), использованных в экспериментах, приведен в таблице.

**Механический КПД дизеля Д120 при работе на мощности, равной 30 % от номинального значения при применении минеральных масел разной вязкости**

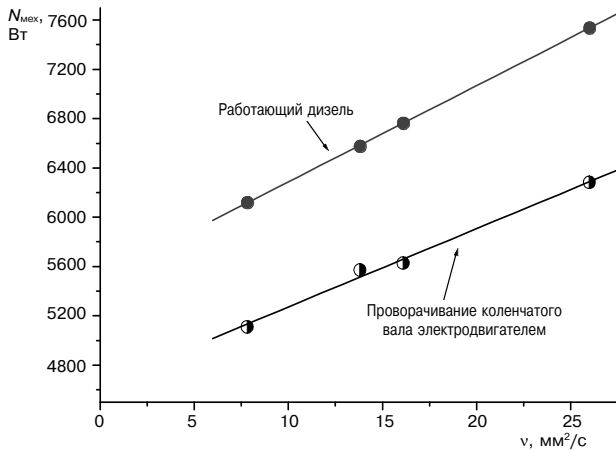
Масло	Вязкость при 85 °С, мм <sup>2</sup> /с	Механический КПД
И-20А	7,8	0,520
33 % МС-20 + 67 % И-20А	13,8	0,502
67 % МС-20 + 33 % И-20А	16,1	0,495
МС-20	26,0	0,468

Масла И-20А и МС-20 были выбраны в качестве исходных, так как их вязкости различаются в несколько раз, что позволило бы избежать грубых ошибок при выявлении зависимости мощности механических потерь от вязкости в случае невысокой чувствительности потерь к изменению вязкости. К тому же перечисленные масла не содержат никаких присадок, различие в действии которых в разных маслах могло бы привести дополнительные погрешности в эксперимент. При этом сделали предположение, что применяемые масла (см. таблицу) обеспечивают одинаковую структуру и толщину граничных слоев, образующихся на поверхностях трения. Указанное предположение, строго говоря, может не выполняться, так как масла И-20А и МС-20 значительно отличаются по вязкости, а значит, и по молекулярному весу, и если молекулы масел участвуют в образовании граничной пленки, то и толщина пленки может различаться.

Так как масла, использованные в качестве моторных, не содержали присадок обычных для моторных масел, и вязкость масла И-20А при высоких температурах значительно уступает вязкости моторных масел, рекомендуемых для применения в дизеле испытательной установки, было принято решение проводить эксперименты на работающем дизеле на мощности, равной 30 % от номинального значения. При этом частота вращения коленчатого вала поддерживалась  $1500 \pm 10$  об/мин.

#### Результаты экспериментов и их анализ

В таблице приведены значения механических КПД, полученных при испытаниях на маслах различной вязкости методом сопоставления индикаторной и эффективной мощностей. По этим значениям вычислили мощность механических потерь и построили график  $N_{\text{мех}}(v)$ , где значения кинематической вязкости  $v$  брали соответ-



**Рис. 1. Сравнение механических потерь, полученных на работающем дизеле и в режиме проворачивания коленчатого вала дизеля с помощью электродвигателя, в зависимости от вязкости**

вующими температуре масла в картере, т. е. 85 °С. Как видно из рис. 1, график (линия сверху) представляет собой прямую, аналитический вид которой

$$N_{\text{мех}} = 5508 + 78v. \quad (6)$$

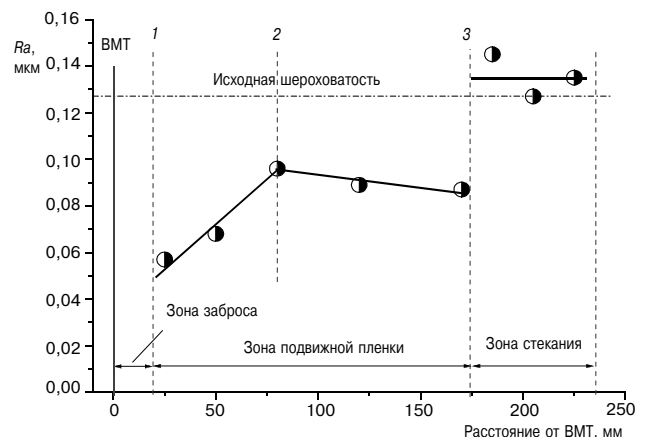
Очевидно, что по виду выражение (6) совпадает с уравнением (5). Это указывает на правомерность принятых допущений при выводе уравнения (5). Зависимость  $N_{\text{мех}}(v)$  получилась линейной даже несмотря на то, что при работе дизеля на маслах разной вязкости температура стенки цилиндра в контрольной точке изменялась примерно от 100 до 110 °С, так как эту температуру невозможно было поддерживать постоянной.

Согласно выражениям (5) и (6) мощность потерь на трение, обусловленных граничным режимом смазки в ДВС,  $M_{\text{тр}} = 5508$  Вт. Примем в качестве примера вязкость моторного масла, обычно применяемого в ДВС, при 85 °С равным 16 мм<sup>2</sup>/с, тогда согласно (6)  $N_{\text{мех}} = 6756$  Вт, т. е. потери на трение, приходящиеся на граничный режим смазки, составляют более 80 %, и только менее 20 % потерь на трение приходится на жидкостный режим.

Для проверки правильности уравнения (6) зависимость  $N_{\text{мех}}(v)$  построили также методом проворачивания коленчатого вала дизеля с помощью электродвигателя (нижняя прямая на рис. 1). Температура стенок цилиндров в контрольной точке поддерживалась постоянной и равной 105 °С, т. е. была примерно такой же, как и в испытаниях по методу сравнения индикаторной и эффективной мощностей (см. описание выше). Частоты вращения также были практически одинаковыми — 1475 против 1500 об/мин. Как и ожидалось, методом проворачивания получили более низкие значения  $N_{\text{тр}}$  и  $N_{\text{мех}}$ , при этом отличие от соответствующих потерь, полученных методом срав-

нения эффективной и индикаторной мощностей, составило около 16 % (см. рис. 1). Однако принципиальный вид зависимости  $N_{\text{мех}}(v)$  в обоих случаях одинаков. При этом одинаково и соотношение  $N_{\text{мех}}/N_{\text{тр}}$ , полученное разными методами; например для  $v = 10$  мм<sup>2</sup>/с как для верхней, так и для нижней прямой на рис. 1  $N_{\text{мех}}/N_{\text{тр}} \approx 1,14$ . Это объясняется тем, что верхняя прямая имеет больший угол наклона к оси абсцисс. Очевидно, что при увеличении мощности работающего дизеля верхняя прямая сдвинется еще выше, при этом увеличится и угол ее наклона, так что соотношение  $N_{\text{мех}}/N_{\text{тр}}$  останется прежним. То есть метод проворачивания может быть использован для оценки относительных долей механических потерь, приходящихся на граничный и жидкостный режим смазки.

На первый взгляд, многократное превышение граничного трения над трением при гидродинамической смазке кажется маловероятным. Сделать такой вывод позволяют и данные работы [11], в которой на примере тракторных дизелей Д-160 и 8ДВТ-330 показано, что даже в такой паре трения, как юбка поршня–втулка цилиндра продолжительность режима жидкостного трения не превышает 40 % времени цикла. Для косвенной проверки вывода о многократном превышении граничного трения над трением при гидродинамической смазке в ДВС авторами были проведены измерения шероховатости рабочей поверхности цилиндров дизеля Д-120, новых и после наработки, примерно равной 100 моточасов. На рис. 2 показано изменение среднего арифметического отклонения профиля  $Ra$  с расстоянием от верхней мертвой точки (ВМТ). Очевидно, что при трении в режиме граничной смазки в результате приработки поршневых колец и цилиндров шероховатость рабочей поверхности цилиндров будет



**Рис. 2. Распределение шероховатости по рабочей поверхности цилиндров:**

1 — крайнее верхнее положение верхнего компрессионного кольца; 2 — граница между областями преимущественно граничной и гидродинамической смазки; 3 — крайнее нижнее положение нижнего компрессионного кольца

снижаться, тогда как при работе в условиях гидродинамической смазки шероховатость должна оставаться почти постоянной. На рис. 2 между линиями 1 и 3 располагается поверхность трения цилиндров — зона подвижной (освежаемой с каждым ходом вследствие движения колец) пленки. Эта зона ограничена сверху зоной заброса — зоной стационарной пленки минимальной толщины, а снизу — зоной стекания масла, удаляемого с поверхности трения поршневыми кольцами. Как видно, шероховатость зоны подвижной пленки заметно снизилась по сравнению с исходной шероховатостью, т. е. шероховатостью нового цилиндра. Причем наименьшее изменение шероховатости произошло примерно посередине зоны подвижной пленки (линия 2), т. е. там, где скорость поршня наибольшая, а значит вероятнее всего существование жидкостной смазки. Вместе с тем, тот факт, что даже в средней части (по высоте) цилиндра произошло снижение шероховатости, указывает на то, что не во всех тактах цикла в этой зоне реализуется гидродинамическая смазка при трении колец по цилиндру. Вероятность появления жидкостного режима несколько снижается в низкотемпературной зоне (между линиями 2 и 3) из-за снижения скорости движения поршня по мере приближения к зоне стекания масла: шероховатость постепенно уменьшается. В высокотемпературной зоне (между линиями 2 и 1) к снижению скорости поршня добавляется еще один фактор, сокращающий долю жидкостной смазки — высокая температура. Чем ближе поверхность к зоне заброса, тем выше температура, а значит, тем меньше доля жидкостного трения и более значительное снижение ее шероховатости при приработке.

Для сравнения на рис. 2 приведены результаты измерения шероховатости зоны стекания. Так как трение на этой поверхности отсутствовало, то и ее шероховатость не должна была измениться по сравнению с исходным значением. Действительно, шероховатость зоны стекания, в отличие от шероховатости зоны подвижной пленки, практически не изменилась, произошло лишь незначительное увеличение шероховатости зоны стекания по отношению к исходному значению, что обусловлено коррозионным воздействием отработанного масла.

Таким образом, жидкостный режим смазки в цилиндро-поршневой группе дизеля, потери на трение в которой составляют до 60 % всех механических потерь, существует очень незначительное время в течение цикла, и, по всей видимости, влиянием жидкостного трения в цилиндропоршневой группе на механические потери можно пренебречь.

Покажем теперь, что в формуле (6) первое слагаемое характеризует именно потери на граничное трение, т. е. трение при граничном режиме смазки. Методами электронографии показано, что в граничном слое молекулы поверхностно-активных веществ ориентируются почти перпендикулярно поверхности металлов [15]. А. С. Ахматов рассматривал граничные слои как квазитвердые тела [16]. Поверх монослоя, адсорбированного непосредственно на поверхности трения, ориентированными слоями адсорбируются другие молекулы, причем последующие слои состоят из димеров. Полярные группы молекул в димерах направлены друг к другу, а углеродные радикалы — наружу, т. е. поверхность раздела между димерами образована метильными хвостовыми радикалами молекулярных цепей. Взаимодействие метильных групп осуществляется дисперсионными силами Ван-дер-Ваальса. Энергия активации разрыва таких связей равна примерно 4–8 кДж/моль [17, 18]. В работе [19] проведен анализ адгезионной составляющей трения с позиций термофлуктуационной теории прочности. По всей видимости, сдвиговая прочность граничных пленок смазочных масел также имеет термофлуктуационную природу [20]. Оценим энергию активации сопротивления сдвигу граничных пленок при работе ДВС. Для этого исследуем зависимость величины  $N_{тр}$  от температуры стенок цилиндров. На рис. 3 представлены зависимости механических потерь в ДВС, определенные методом проворачивания коленчатого вала электродвигателем, от температуры стенок цилиндра. По этим зависимостям строили графики  $N_{мех}(v)$  для разных температур цилиндров (рис. 4), экстраполируя которые до значения  $v = 0$  определяли потери на граничное трение  $N_{тр}$  при разных температурах.

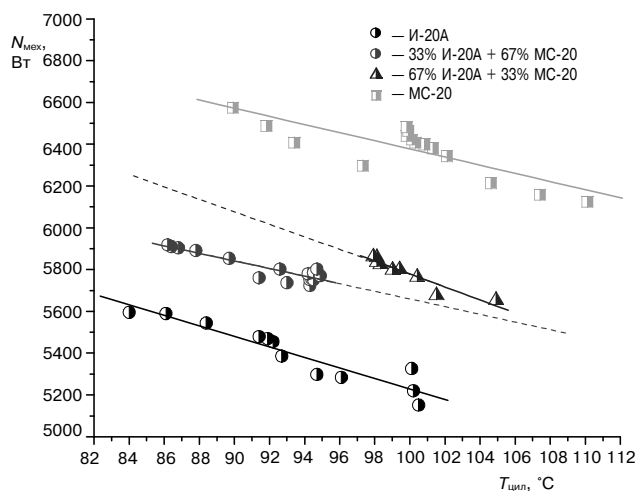


Рис. 3. Зависимость мощности механических потерь от средней (по цилиндрам) температуры в точке максимальной скорости поршня при температуре масла в картере 85 °С

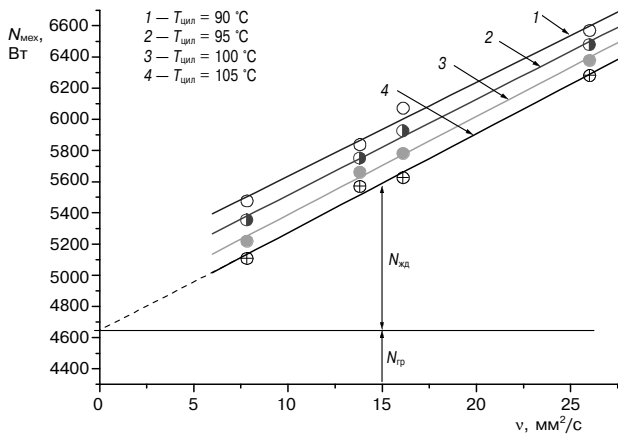


Рис. 4. Зависимость механических потерь от вязкости масла при температуре масла в картере  $85 \pm 1$  °C

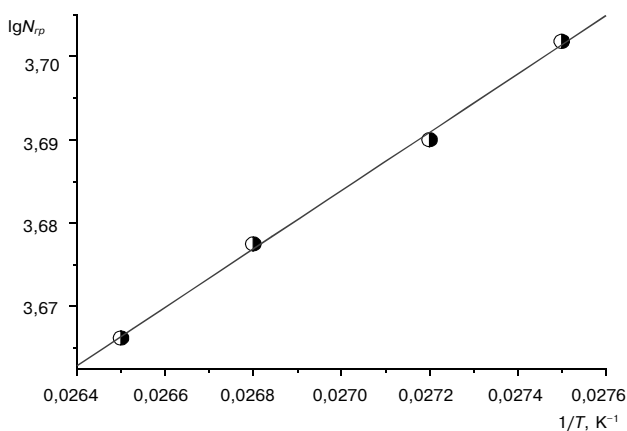


Рис. 5. Зависимость мощности механических потерь при граничной смазке в двигателе от обратной температуры стенки цилиндра

На рис. 5 представлен график зависимости  $\lg N_{гр}(1/T)$ . Как видно, график  $\lg N_{гр}(1/T)$  — прямая линия, т. е. соблюдается следующее уравнение термofлуктуационной теории:

$$N_{гр} = N_0 \exp\left(\frac{U_0 - \gamma\sigma}{RT}\right) = N_0 \frac{U(\sigma)}{RT}, \quad (7)$$

где  $N_0$  — постоянная, определяемая периодом тепловых колебаний атомов;  $U_0$  — начальное значение энергии активации процесса сдвига граничного слоя;  $\gamma$  — структурно-чувствительная константа;  $R$  — универсальная газовая постоянная;  $T$  — абсолютная температура;  $\sigma$  — внешние нормальные напряжения;  $U(\sigma)$  — энергия активации процесса сдвига граничной пленки.

Значение энергии активации  $U(\sigma)$  в (7) определили по наклону линии к оси абсцисс. Оказалось, что  $U(\sigma) \approx 7$  кДж/моль. Так как на граничную пленку при трении действуют сжимающие напряжения, то в формулу (7), по всей видимости, надо подставить напряжения  $\sigma$  со знаком «минус», что, в конечном итоге, даст знак «плюс» перед вторым слагаемым в числителе. То,

что сопротивление сдвигу граничных пленок повышается с увеличением давления сжатия, экспериментально показано в работе [20]. А значит, в нашем случае значение  $U_0$  несколько меньше 7 кДж/моль. Тем не менее можно утверждать, что оно близко к начальному значению энергии активации разрыва связей между метильными группами, обусловленных дисперсионными силами Ван-дер-Ваальса (см. выше). Интересно отметить, что в работе [20] были найдены энергии активации  $U(\sigma)$  граничных слоев сопротивления граничных пленок, образованных различными углеводородами. Энергия активации сдвига пленки антрацена оказалась близкой к полученному в настоящей работе значению  $U(\sigma)$ , а для пленок других углеводородов величина энергии активации имела тот же порядок. Таким образом, можно утверждать, что в формуле (6) первое слагаемое характеризует именно потери на трение при граничной смазке.

Интересно проанализировать чувствительность потерь на трение при гидродинамической смазке к температуре стенок цилиндров. В аналитическом виде зависимости на рис. 4 можно представить следующим образом:

$$\begin{aligned} N_{мех} &= 5033 + 60,1v \text{ при } T_{цил} = 90 \text{ °C}; \\ N_{мех} &= 4898 + 61,5v \text{ при } T_{цил} = 95 \text{ °C}; \\ N_{мех} &= 4759 + 63,0v \text{ при } T_{цил} = 100 \text{ °C}; \\ N_{мех} &= 4637 + 63,5v \text{ при } T_{цил} = 105 \text{ °C}. \end{aligned} \quad (8)$$

Величина трения при гидродинамической смазке характеризуется значением  $N_{зд}$  (см. рис. 4), которое равняется второму слагаемому в правых частях уравнений (8). Значение  $N_{зд}$  можно представить в виде суммы:

$$N_{зд} = N_{зд1} + N_{зд2},$$

где  $N_{зд1}$  — потери мощности на гидродинамическое трение в узлах, которые смазываются маслом, поступающим непосредственно из картера (к таким узлам относятся, прежде всего, подшипники коленчатого вала дизеля);  $N_{зд2}$  — потери на гидродинамическое трение в парах цилиндр-поршневые кольца и юбка поршня-цилиндр. Величина  $N_{зд1}$  не зависит от температуры стенок цилиндра, тогда как  $N_{зд2}$  от температуры цилиндров зависит. В уравнениях (8) переменная  $v$  — кинематическая вязкость масла в картере при температуре  $85$  °C, поэтому увеличение множителя перед переменной  $v$  с увеличением температуры стенок цилиндров обусловлено изменениями в режиме смазки пар трения цилиндр-поршневые кольца. Как видно из этих уравнений, множитель перед значением вязкости не уменьшается с возрастанием температуры стенок цилиндров, как следовало бы ожидать, а возрастает, а значит, возрастают и потери на жидкостное трение с увеличением температуры

цилиндров, хотя это возрастание и очень незначительное.

Трение при жидкостном режиме смазки согласно закону вязкого течения Ньютона зависит от произведения вязкости смазочной жидкости на градиент скорости сдвига по толщине несущего слоя жидкости [13]. Очевидно, что с увеличением температуры цилиндра будет снижаться вязкость масла на его стенках. При этом будет уменьшаться и толщина несущего слоя масла, а значит, будет увеличиваться градиент скорости сдвига по толщине смазочного слоя. Однако градиент скорости менее чувствителен к температуре, чем вязкость [13, 21], и в целом трение в паре поршневые кольца—цилиндр и в зоне гидродинамической смазки с увеличением температуры должно снижаться. Тот факт, что согласно (8) трение поршневых колец в цилиндре с ростом температуры увеличивается, объясняется, по всей видимости, тем, что не существует зон постоянно работающих в гидродинамическом режиме смазки — в лучшем случае имеют место различные режимы смазки с переходом от граничного к гидродинамическому. Такой режим

соответствует участку, примыкающему справа к минимуму на кривой Герси—Штрибека.

#### Выводы

Эксперименты по определению режимов трения в дизельном двигателе, проведенные методами проворачивания коленчатого вала дизеля от постороннего источника энергии (без подачи топлива) и методом сопоставления индикаторной и эффективной мощности показали следующее.

1. Между мощностью механических потерь в дизеле и вязкостью моторного масла существует линейная зависимость.

2. Потери мощности на трение, обусловленные режимом граничной смазки в дизельном двигателе, можно оценить построением указанной линейной зависимости и экстраполяции ее до значения вязкости масла, равной нулю.

3. Потери на трение в двигателях внутреннего сгорания, приходящиеся на граничный режим смазки, многократно превышают потери на трение при жидкостном режиме смазки. В представленной работе показано, что соотношение потерь при граничном и гидродинамическом режимах трения составляют примерно 4:1.

#### Литература

1. Гаркунов Д.Н., Дякин С.И., Курлов О.Н., Поляков А.А., Симаков Ю.С., Ховрин Е.В., Шенер М.Н. Избирательный перенос в тяжело нагруженных узлах трения. — М.: Машиностроение, 1982. — 207 с.
2. Фришберг И.В., Кишкопаров Н.В., Золотухина Н.В., Харламов В.В. Воздействие ультрадисперсных порошков медного сплава на стальную поверхность в процессе трения // Доклады Академии наук / Техническая физика. — 1999. — Т. 365, № 5. — С. 621–624.
3. Харламов В.В., Золотухина Н.В., Фришберг И.В., Кишкопаров Н.В. Влияние ультрадисперсного порошка сплава Cu-Sn на массоперенос при трении скольжения // Трение и износ. — 1999. — Т. 20, № 3. — С. 333–338.
4. Сафонов В.В. Повышение долговечности ресурсосберегающих агрегатов мобильной сельскохозяйственной техники путем применения металлосодержащих смазочных композиций: автореф. дис. ... докт. техн. наук. — Саратов, 1999. — 36 с.
5. Цветков Ю.Н., Татулян А.А., Кузьмин В.Н. О механизме действия металлоплакирующих препаратов в двигателях внутреннего сгорания // Трение, износ, смазка. www.tribo.ru. Т. 10, № 2 (вып. 35). — Июнь 2008.
6. Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С., Алексеев И.В., Голубков Л.Н., Черняк Б.Я. и др. Двигатели внутреннего сгорания. В 3-х кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов. — М.: Высшая школа, 2007. — 479 с.
7. Лебедев О.Н., Сомов В.А., Калашников С.А. Двигатели внутреннего сгорания речных судов. — М.: Транспорт, 1990. — 328 с.
8. Захаров С.М., Никитин А.П., Загорянский Ю.А. Подшипники коленчатых валов тепловозных дизелей. — М.: Транспорт, 1981. — 181 с.
9. Изотов А.Д. Расчет нестационарно нагруженных

подшипников. — Л.: Машиностроение, 1982. — 223 с.

10. Тинг, Майер. Анализ условий смазки поршневых колец и износа стенки цилиндра. Часть 1. Теория. Труды американского общества инженеров-механиков. Серия F «Проблемы трения и смазки». — М.: Мир, 1974. — №3. — С. 1–12.

11. Суркин В.И., Курчатова Б.В. Смазка пар трения дизелей. — Челябинск.: Челябинский государственный агроинженерный университет, 1999. — 224 с.

12. Энгелиш К. Поршневые кольца. В 2-х т. — М.: Машгиз, 1962. — Т. 1. — 583 с.

13. Камерон А. Теория смазки в инженерном деле. — М.: Машгиз, 1962. — 296 с.

14. Стефановский Б.С., Скобцев Е., Корси Е.К. и др. Испытания двигателей внутреннего сгорания. — М.: Машиностроение, 1972. — 368 с.

15. Боуден Ф.П., Тейбор Д. Трение и смазка твердых тел. — М.: Машиностроение, 1968. — 543 с.

16. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. — М.: Физматгиз, 1963. — 472 с.

17. Тагер А.А. Физико-химия полимеров. — М.: Химия, 1968. — 536 с.

18. Регель В.Р., Слуцкер А.И., Томашевский А.И. Кинетическая природа прочности твердых тел. — М.: Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1974. — 560 с.

19. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на износ. — М.: Машиностроение, 1977. — 526 с.

20. Briscoe B., Scruton B., Willis F.R. The Shear Strength of Thin Lubricant Films. Proceedings of Royal Society of London, Seria A, Vol. 333, №. 1592, 1973, P. 99–114.

21. Мур Д. Основы и применения трибоники. — М. — Л.: Мир, 1978. — 487 с.