

# Трение в двигателе: откуда оно берется и как с ним бороться

АЛЕКСАНДР ХРУЛЕВ, кандидат технических наук

**Для качественного ремонта двигателя недостаточно знать технологии ремонта, особенности его конструкции и иметь необходимую техдокументацию, инструмент, оборудование и уметь всем этим пользоваться. Работа моториста, особенно при ремонте современных моторов, сродни творчеству, его действия могут расходиться с рекомендациями в руководствах по ремонту. Иногда приходится принимать нестандартные решения и разбираться в разного рода «высоких материях», среди которых процессы трения занимают далеко не последнее место.**

Процессы трения происходят во всех без исключения движущихся парах деталей двигателя. Как любой фундаментальный процесс, трение имеет две ипостаси: с одной стороны, без него работу двигателя трудно представить (взять хотя бы резьбовые соединения, которые сразу же ослабнут), а с другой — трение наносит двигателю необратимый вред. Именно оно делает свое «черное» дело, вызывая износ деталей, из-за которого двигатель попадает в ремонт.

Кроме того, трение оказывается причиной потери мощности двигателя, при этом увеличиваясь с ростом частоты вращения и нагрузки. Совершенно очевидно, что учет факторов трения при проектировании, изготовлении и последующем ремонте двигателя обеспечивает повышение износостойкости деталей — их способности противостоять изменению размеров при работе. А потому вопросы, связанные с трением, не оставляют равнодушными ни любителей мощных моторов, ни сторонников экономичной езды.

## Трение и мощность

Влияние трения на мощность (и, соответственно, экономичность) двигателя принято оценивать с помощью механического КПД:

$$\eta_m = N_e / N_i,$$

где  $N_i$  — так называемая индикаторная (теоретическая) мощность, не учитывающая потери,  $N_e$  — эффективная (действительная) мощность, определяемая при испытаниях двигателя на стенде.

Мощность  $N_e$  меньше  $N_i$  на величину механических потерь  $N_m$ . Тогда:

$$\eta_m = 1 - N_m / N_i.$$

Очевидно, в гипотетическом случае, когда потери отсутствуют,  $N_m = 0$ ,  $\eta_m = 1$ , а мощность двигателя максимальна, т.е.  $N_e = N_i$ . В действительности это невозможно — потери в двигателе есть всегда. Причем, помимо потерь на трение сопряженных деталей, выделяют еще целый ряд других потерь:

– потери на трение деталей о воздух, газ или жидкость. Такие потери (их также называют вентиляционными) возникают при движении поршней, шатунов, вращении коленвала;

– потери на привод агрегатов (масляного, водяного, топливного насосов, генератора, распределителя зажигания и др.);

– насосные потери, возникающие при очистке и наполнении цилиндров, когда поршни совершают в цилиндре так называемые насосные ходы на тактах выпуска и впуска.

В сумме все потери составляют весьма значительную величину — на их преодоление затрачивается до 20–25% мощности работающего двигателя. Причем чем больше частота вращения, тем выше абсолютная величина потерь. Со снижением числа оборотов абсолютное значение потерь мощности, естественно, снижается, но возрастает их относительная доля. На холостых оборотах вся эффективная мощность  $N_e$  идет на преодоление внутренних потерь и  $\eta_m$  двигателя становится равным нулю, т.е. потери составляют 100%.

Разделить суммарные потери на составляющие непросто. Обычно такие данные получают при холодной прокрутке двигателя, последовательно снимая с него те или иные детали и узлы. На рабочих режимах нагрузки на детали КШМ и ЦПГ заметно выше, что вызывает изменение вклада отдельных составляющих, в первую очередь потерь на трение поршневых колец и юбок поршней о цилиндры. Однако в любом случае потери на трение сопряженных деталей в двигателе составляют не менее двух третей, из которых более половины приходится на трение поршней и поршневых колец.

Итак, получается, что двигатель мощностью 100 л.с. вполне мог бы выдать и 120 л.с., если бы не потери на трение. Другими словами, внутри самого двигателя скрыта, как некий резерв, дополнительная мощность. Весь вопрос в том, можно ли этим воспользоваться на практике.

## Как снизить трение?

Очевидно, совсем «убрать» трение из двигателя невозможно. Более того, даже значительно снизить его величину оказывается достаточно большой проблемой. Хотя, если не торопиться, кое-что все-таки можно сделать.

А где и когда закладывается тот уровень потерь на трение, который двигатель конкретного автомобиля бесполезно «перегоняет» в тепло и в конечном счете рассеивает в окружающую среду? Не ошибемся, если скажем: еще при разработке двигателя. Действительно, от того, насколько грамотно сконструирован мотор, зависят его параметры, включая уровень потерь.

Начнем с цилиндропоршневой группы, точнее, с усилий, действующих на поршень. Например, в ВМТ, как известно, происходит перекачка поршня — изменение направления действия сил с одной стороны юбки на другую. При этом сгорание топлива приводит к возрастанию силы давления газов  $P$ , передаваемой на соединение пальца с поршнем и шатуном. Это вызывает и рост силы трения  $P_{тр}$  в соединении согласно известной формуле

$$P_{тр} = kP,$$

где  $k$  — коэффициент трения.

Смотрим дальше — вблизи ВМТ нижняя головка шатуна перемещается на шатунной шейке в направлении, перпендикулярном оси шатуна: фактически шатун быстро поворачивается на поршневом пальце. Но там резко выросла сила трения! Значит, поршень будет стремиться повернуться на пальце вместе с шатуном, со всей силой вдавливаясь юбкой в стенку цилиндра.

Здесь действует закон — чем больше сила давления юбки на стенку, тем выше и сила трения юбки. И теперь надо приложить немало сил, чтобы двигать поршень вниз. Короче, затратить мощность, чтобы преодолеть силы трения.

Можно ли бороться с описанным явлением? Да, борются, как могут — к примеру, смещают ось пальца на поршне от оси цилиндра в сторону, противоположную движению нижней головки шатуна. В этом случае появляется компенсирующий разворачивающий момент: сила давления газов действует на плечо, равное смещению оси пальца, и стремится развернуть поршень в направлении, противоположном «перекачке», тем самым уменьшая давление юбки на стенку цилиндра.

И все бы хорошо, если бы не вмешивались силы инерции: поворот шатуна на шатунной шейке при опоре на палец приводит к появлению на поршне дополнительной боковой силы. Не отстает и сам поршень — его торможение и ускорение вблизи мертвых точек также вызывает дополнительную нагрузку на палец (и, соответственно, на юбку). Причем все эти нагрузки повышаются с ростом частоты вращения.

Дальнейшие действия конструкторов понятны:

Потери мощности в газораспределительном механизме 11-16%

Потери в цилиндропоршневой группе 42-50%

Потери мощности на привод агрегатов 10-16%

Насосные потери 14-20%

Вентиляционные потери 3-5%

Потери в подшипниках 9-15%

ры, как прорыв газов и расход масла. Именно эти преимущества обусловили за последние 10-15 лет постепенное уменьшение высоты колец: до 1,0-1,2 мм у компрессионных и до 2,0-2,5 у маслосъемных.

Но вернемся к трению в других узлах движения. Еще одна заметная составляющая потеря находится в газораспределительном механизме. В самом деле, жесткие пружины клапанов нелегко продавить, и чем больше усилия, тем выше потери мощности на привод ГРМ. Выход один — уменьшение жесткости пружин. Но само по себе это невозможно — на высоких частотах вращения клапаны будут «зависать» в открытом положении. Остается уменьшить массу клапанов и толкателей.

Именно этот путь снижения потерь постепенно реализуется с конца 80-х годов. Так, диаметр стержней клапанов в «двухклапанных» головках уменьшился с 8-11 мм до 6,5-8 мм, а в многоклапанных — до 5,5-6 мм и даже до 5 мм. Кстати, переход на многоклапанные головки, как известно, позволил значительно улучшить очистку и наполнение цилиндров, снизив тем самым насосные потери.

Конструкторы не обошли вниманием и подшипники. На смену широким шейкам и таким же вкладышам коленчатого вала пришли узкие — ширина подшипников на некоторых двигателях уменьшилась до 15-17 мм, что заметно снизило потери на трение.

Однако конструктивными мероприятиями способы снижения потерь в двигателях не исчерпываются. Немало можно добиться правильным выбором технологии производства, кое-что можно сделать в эксплуатации, а выполняя ремонт, важно не превысить тот уровень потерь, который был задан производителем. Кроме того, в борьбе за снижение трения нельзя забывать и об износе деталей, чтобы не потерять ресурс.

Обо всех этих вопросах мы постараемся рассказать в наших будущих публикациях. \_\_\_\_ **AEC**

если снизить массу вращающихся и поступательно движущихся деталей, можно уменьшить силы инерции и связанную с ними силу давления юбки на стенку цилиндра. Это особенно важно для современных высокооборотных двигателей. И именно это обстоятельство заставило в конечном счете перейти от традиционных еще в 70-х годах тяжелых и высоких поршней и шатунов к легким ажурным конструкциям конца 90-х — волна всеобщего укорочения юбок поршней, уменьшения длины и диаметра пальцев, длины и сечений стержня шатунов прокатилась от Японии через Европу в Америку. Конечно, не обошлось без «жертв» — для воплощения этих идей потребовалось улучшить и материалы, и технологию производства. Однако «игра стоила свеч».

Еще один относительно новый способ снижения трения — нанесение на юбку поршня специального антифрикционного покрытия (чаще используют графит, реже — дисульфид молибдена).

Такое покрытие хорошо работает в режиме так называемого полужидкостного трения, когда происходит соприкосновение поверхностей по вершинам микронеровностей.

При движении поршня с большой скоростью снижению трения способствует и другое решение — специальный гидродинамический микропрофиль юбки в виде микрорезьбы с шагом 0,2-0,5 мм, глубиной впадин 0,005-0,01 мм и углом профиля 165-170°. Именно так удается добиться «всплывания» юбки на масляной пленке.

Возможность снижения потерь на трение заложена и в поршневых кольцах. Опыт показывает, что переход на тонкие поршневые кольца малой высоты позволяет у высокооборотных двигателей снизить не только трение, но и такие парамет-